

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Mohamed Chérif Messaâdia de Souk-Ahras

Faculté des Sciences et de la Technologie



Mémoire de Magister

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Maintenance des installations Industrielles

Thème :

Etude de l'influence de la qualité du lubrifiant sur la vibration des machines tournantes lubrifiées.

Présenté par :

KRIKA Wafa

Soutenu le :

Devant le jury composé de :

Président	Pr. Khelil Khaled	Professeur à l'Université de Souk-Ahras
Promoteur	Dr. Bouzaouit Azzedine	MCA à l'Université de Skikda
Examineur	Dr. Guedri Abdelmoumen	MCA à l'Université de Souk-Ahras
Examineur	Dr. Sari Mohamed Rafik	MCA à l'Université de Skikda
Examineur	Dr. Khadri Youcef	MCA à l'Université d'Annaba

REMERCIEMENTS

*Remerciements et louanges à **Dieu**, de m'avoir donné la foi et la force pour accomplir ce modeste travail. Prière et salut sur notre **prophète Mohammed** et sur sa famille et ces compagnons.*

*Mes remerciements les plus vifs et chaleureux, vont à mon encadreur de mémoire monsieur **BOUZAOUIT Azzedine** Maître de Conférences à l'Université de Skikda pour son aide, son orientation judicieuse et sa disponibilité, aussi pour la confiance, la patience et la compréhension qu'il m'a toujours manifesté.*

*Mes vifs remerciements vont à monsieur le professeur **KHELIL Khaled** Professeur à l'Université de Souk-Ahras d'avoir accepté de présider le jury de soutenance.*

*J'adresse, aussi mes remerciements aux membres du Jury qui ont accepté d'examiner ce mémoire en lui apportant de l'intérêt, monsieur **GUEDRI Abdelmoumen** MCA à l'Université de Souk-Ahras, monsieur **KHADRI Youcef** MCA à l'Université d'Annaba, et monsieur **SARI Mohamed Rafik** MCA à l'Université de Skikda.*

Je veux aussi exprimer ma vive reconnaissance envers tous les enseignants de l'Université de Souk-Ahras et Skikda.

Résumé

Résumé :

La surveillance et le diagnostic jouent un rôle essentiel dans la sûreté de fonctionnement et les performances des machines tournantes. Ils préviennent les risques de panne des composants et augmentent leur durée de vie. Bien que souvent utilisé dans l'industrie, l'analyse vibratoire périodique n'est pas la solution optimale pour sécuriser et optimiser le fonctionnement des machines tournantes lubrifiées, de ce fait, on cherche d'autres méthodes et techniques de surveillance.

Ce travail porte d'une part sur la technique de l'analyse des huiles, et la méthodologie de leur mise en place afin de connaître le processus de vieillissement des lubrifiants en service ainsi que leurs conséquences sur le fonctionnement des machines tournantes lubrifiées. D'autre part, il présente une étude sur la surveillance par analyse vibratoire.

Notre sujet a pour objectif de caractériser l'influence de la qualité (la viscosité) du lubrifiant sur la vibration d'un composant d'une machine tournante. Des essais expérimentaux étaient réalisés dans ce sens sur un dispositif d'engrenage lubrifié avec des lubrifiants de différents grades de viscosité et tourne avec une vitesse de rotation variable, à chaque fois on suit l'évolution de la vibration et ce à partir des mesures vibratoires réalisées à l'aide d'un instrument de mesure fiable (Vibromètre Penplus-SKF).

A la suite de cette expérience, une analyse statistique a été élaborée afin de vérifier la normalité des résultats de mesure. Il a été établi que ces résultats correspondent à la répartition selon la loi normale de Gauss.

Dans un second lieu, un modèle de vibration en fonction du changement d'état des lubrifiants a été développé, en se basant sur les résultats d'expérience planifiée. Ensuite une analyse de corrélation sur le modèle obtenu a été réalisée et les résultats montrent la bonne concordance entre la théorie et l'expérimentation.

Mots clés : machines tournantes lubrifiées- analyse des huiles- lubrifiant- analyse vibratoire
- Modélisation.

Abstract:

Monitoring and diagnostics play an essential role in the safe operation and performance of rotating machinery. They prevent the risk of component failure and increasing their lifetime. Although often used in industry, periodic vibration analysis is not the best solution to secure and optimize the operation of lubricated rotating machines, therefore, we try other methods and monitoring techniques.

This work focuses in part on the technique of oil analysis, and methodology of their implementation has to know the end of the aging process of in-service lubricants and their

impact on the operation of rotating machines lubricated. On the other hand, it presents a study on monitoring by vibration analysis.

Our subject is intended to characterize the influence of the quality (viscosity) of the lubricant on the vibration of a component of lubricated rotating machinery. Experimental runs were made in this direction on a gear device lubricated with lubricants of different viscosity grades and rotates with a variable speed of rotation, following the evolution of the vibration and this from the vibration measurements performed using an instrument reliably measure (Vibrometer PenPlus-SKF).

Following this experience, statistical analysis was developed to verify the normality of the measurement results. It was established that these results correspond to the distribution by the law normal of Gauss.

Secondly, a vibration model according to the state change of lubricants has been developed, based essentially on the results of planned experiments. Then a correlation analysis on the model obtained was performed and the results show good agreement between theory and experiment.

Keywords: lubricated rotating machines- oils analysis- lubricant- vibration analysis

- modeling.

ملخص:

الرصد والتشخيص يلعبان دورا أساسيا في اعتمادية وأداء الآلات الدوارة. ينبأ حدوث أعطاب في المكونات ويزيدان مدة حياتهم.

على الرغم من أن كثيرا ما تستخدم في الصناعة تحليل الاهتزاز الدوري الا أنه ليس الحل الأمثل لتأمين وتحسين تشغيل الآلات الدوارة المزيطة لذا يسعى لطرق و تقنيات رصد بديلة.

يركز هذا العمل من جهة على تقنية تحليل الزيوت و منهجية تطبيقها هن اجل معرفة عملية شيخوخة مواد التشحيم قيد الاستخدام و عواقبها على عمل الآلات الدوارة المزيطة.

من جهة اخرى يقدم دراسة عن المراقبة بواسطة تحليل الاهتزاز.

يهدف موضوعنا لتحديد تاثير نوعية (اللزوجة) الزيوت على اهتزاز مكون من الآلات الدوارة المزيطة.

الاختبارات التجريبية تم إجراؤها على جهاز التتريس زيت بزيوت تشحيم بدرجات لزوجة مختلفة يدور بسرعة

دوران متغيرة، تتعقب تطور الاهتزاز و هذا من قياسات الاهتزاز التي اجريت باستخدام أداة قياس موثوقة

(Vibrometer PenPlus-SKF).

وبعد هذه التجربة، تم تطبيق التحليل الاحصائي للتحقق من طبيعية نتائج القياس. و قد ثبت أن هذه النتائج تتوافق مع

التوزيع حسب القانون العادي (Gauss).

من جهة اخرى، تم تطوير نموذج للاهتزاز وفقا لتغيير حالة الزيوت بناء على نتائج التجربة المخطط لها،

من ثم، تم إجراء الارتباط على النموذج الذي تم الحصول عليه، و أظهرت النتائج توافق جيد بين النظرية و التجربة.

كلمات البحث: الآلات الدوارة المزيطة- تحليل الزيوت- مواد التشحيم- تحليل الاهتزاز- النمذجة.

Table des matières

Table des matières

Liste des tableaux.

Liste des figures.

Nomenclature.

Introduction générale.....07

Chapitre I / Fonctionnement des machines tournantes lubrifiées.

I.1. Introduction.....	09
I.2. Généralités sur le fonctionnement des machines tournantes lubrifiées.....	09
I.2.1. Qu'est-ce qu'une machine tournante ?.....	09
I.2.2. Le rotor.....	10
I.2.3. La structure.....	10
I.2.4. Les liaisons fluides.....	10
I.2.5. Différents organes dans une machine tournante.....	12
I.3. La lubrification.....	15
I.3.1. Définitions.....	15
I.3.2. Rôle des lubrifiants.....	16
I.4. Les huiles lubrifiantes.....	16
I.4.1. Nature des huiles.....	16
I.4.2. Propriétés caractéristiques des huiles.....	18
I.4.3. Additifs.....	24
I.4.4. Principales classification des huiles lubrifiantes.....	27
I.5. les graisses lubrifiantes.....	30
I.5.1. Types de graisses.....	30
I.5.2. Classification.....	31
I.6. Régimes de lubrification.....	31
I.7. Modes de lubrification.....	34
I.7.1. Principaux dispositifs de lubrification à l'huile.....	34
I.7.2. Principaux dispositifs de graissage.....	36
I.8. Conclusion.....	37

Chapitre II / Analyse des défauts vibratoires liés à la qualité du lubrifiant.

II.1. Introduction.....	38
II.2. Les stratégies de maintenance.....	38
II.3. Vibrations des machines tournantes.....	39

II.3.1. La surveillance et le diagnostic.....	39
II.3.2. Notion et généralités sur les vibrations.....	40
II.3.3. Les grandeurs de mesures.....	43
II.3.4. Choix du mode d’investigation.....	45
II.3.5. Méthodes d’analyse des vibrations.....	46
II.3.6. Groupes des machines et seuils de jugement.....	49
II.4. Etude théorique des défauts vibratoires des machines tournantes.....	51
II.4.1. Le déséquilibre massique des rotors (Balourds).....	51
II.4.2. Le désalignement.....	52
II.4.3. Les défauts d’engrenages.....	53
II.4.4. Les défauts des roulements.....	55
II.4.5. Le mauvais serrage mécanique (jeu de fondation).....	56
II.4.6. Les défauts des courroies.....	57
II.4.7. Les vibrations rencontrées sur les ventilateurs, turbines et pompes.....	57
II.5. Analyse du défaut du lubrifiant.....	58
II.5.1. Description des défauts de lubrification-Instabilité (tourbillon d’huile).....	58
II.5.2. Manifestations des défauts de lubrification-Instabilité.....	58
II.5.3. Instabilité due à un tourbillon d’huile.....	59
II.6. Types de défauts.....	59
II.6.1. L’usure abrasive.....	59
II.6.2. Les piquûres.....	60
II.6.3. Le grippage.....	60
II.7. Analyse d’huiles.....	61
II.7.1. Le prélèvement d’un échantillon.....	61
II.7.2. Choix de la méthode de surveillance.....	62
II.7.3. Différents moyens d’analyse.....	63
II.8. Conclusion.....	66
<u>Chapitre III/ Etude de l’influence de la qualité des lubrifiants sur la vibration d’une machine tournante.</u>	
III.1. Introduction.....	67
III.2. Outils expérimentaux.....	67
III.2.1. Système ou dispositif d’engrenages utilisé.....	67
III.2.2. Vibromètre (Penplus-SKF).....	68

III.2.3. Les lubrifiants	68
III.3. Déroulement de l'essai.....	69
III.4. Résultats et interprétations.....	70
III.4.1. Influence de la vitesse de rotation sur l'amplitude de la vitesse de vibration.....	76
III.4.2. Influence de la qualité du lubrifiant sur l'amplitude de la vibration.....	77
III.5. Conclusion.....	78
<u>Chapitre IV/ Modélisation de la dégradation du lubrifiant.</u>	
IV.1. Introduction.....	79
IV.2. Présentation du modèle.....	82
IV.2.1. Planification des expériences.....	82
IV.2.2. Etablissement de la matrice d'une expérience planifiée.....	84
IV.3. Validation du modèle proposé.....	86
IV.3.1. Test de normalisation des résultats de mesure.....	86
IV.3.2. Application et vérification du modèle.....	88
IV.4. Conclusion.....	93
- Conclusion générale	94
- Bibliographie	96

Liste des tableaux

Liste des tableaux

	Page
Tableau I.1 : Variation de la viscosité avec la pression d'une huile à caractère paraffinique.....	22
Tableau I.2 : Comparaison des variations de la viscosité avec la pression	22
Tableau I.3 : Classification ISO des huiles industrielles.....	27
Tableau I.4 : Classification des huiles moteurs (SAE J300, 1980)	29
Tableau I.5 : Classification des huiles de transmissions (S A E J306 (1981)).....	29
Tableau I.6 : Classification NLGI des graisses et leurs applications	31
Tableau II.1 : Niveaux vibratoires admissibles sur les machines tournantes AFNOR E 90 300(ISO 2372).....	50
Tableau III.1 : Caractéristiques des lubrifiants.....	69
Tableau III.2 : Valeurs de la vitesse de vibration pour N= 31.5 tr/mn.....	71
Tableau III.3 : Valeurs de la vitesse de vibration pour N= 45 tr/mn.....	71
Tableau III.4 : Valeurs de la vitesse de vibration pour N= 63 tr/mn.....	72
Tableau III.5 : Valeurs de la vitesse de vibration pour N= 90 tr/mn.....	72
Tableau III.6 : Valeurs de la vitesse de vibration pour N= 125 tr/mn.....	73
Tableau III.7 : Valeurs de la vitesse de vibration pour N= 180 tr/mn.....	73
Tableau III.8 : Valeurs moyennes de la vitesse de vibration.....	75
Tableau IV.1 : Matrice d'expériences d'un plan factoriel complet 2 ²	84
Tableau IV.2 : Résultat du test de Kolmogorov-Smirnov (loi Normal).....	88
Tableau IV.3 : Résultats expérimentaux des mesures vibratoires.....	89
Tableau IV.4 : Les résultats de calcul.....	91
Tableau IV.5 : Coefficients de détermination.....	93

Liste des figures

Liste des figures

	Page
Figure I.1 : Eléments constitutifs d'une machine tournante.....	09
Figure I.2 : Eléments d'un palier lisse.....	11
Figure I.3 : Système d'engrenage.....	13
Figure I.4 : Les différents types d'engrenages.....	13
Figure I.5 : Eléments de roulement.....	14
Figure I.6 : Schéma d'un contact lubrifié.....	15
Figure I.7 : Ecoulement newtonien dans un film d'huile.....	19
Figure I.8 : Différents modèles des tubes viscosimétriques.....	20
Figure I.9 : Variation de la viscosité avec la température pour une huile minérale paraffinique.....	21
Figure I.10 : Indice de viscosité.....	22
Figure I.11 : Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement.....	23
Figure I.12 : Courbe de Stribeck.....	32
Figure I.13 : Régime hydrodynamique.....	32
Figure I.14 : Régime limite.....	33
Figure I.15 : Régime mixte.....	33
Figure I.16 : Lubrification à bain d'huile.....	34
Figure I.17 : Principe de lubrification par circulation d'huile	35
Figure I.18 : Principe de lubrification par brouillard d'huile.....	35
Figure I.19 : Exemple de graisseur automatique.....	36
Figure I.20 : Installation simplifiée de graissage centralisé.....	36
Figure II.1 : Les différents types de maintenance.....	39
Figure II.2 : Déroulement d'une analyse vibratoire.....	40
Figure II.3 : La représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale).....	41
Figure II.4 : Vibration harmonique.....	42
Figure II.5 : Vibration périodique.....	42
Figure II.6 : Vibration apériodique.....	43
Figure II.7 : Relation accélération, vitesse, déplacement.....	45
Figure II.8 : Mesure du niveau global.....	46
Figure II.9 : Défaut de balourd.....	51

Figure II.10 : Image vibratoire d'un défaut de balourd.....	51
Figure II.11 : Le défaut d'alignement des arbres.....	52
Figure II.12 : Défaut de désalignement des paliers.....	52
Figure II.13 : Image vibratoire d'un défaut de désalignement.....	53
Figure II.14: Schéma simplifié d'un engrenage.....	53
Figure II.15 : Image vibratoire théorique d'un engrenage en bon état.....	54
Figure II.16 : Image vibratoire théorique d'une dent détériorée sur la roue motrice.....	54
Figure II.17 : Image vibratoire d'un défaut de la bague extérieure.....	55
Figure II.18 : Image vibratoire d'un défaut de la bague intérieure.....	55
Figure II.19 : Image vibratoire d'un défaut sur un élément roulant.....	56
Figure II.20 : Mauvais serrage mécanique.....	57
Figure II.21 : Transmission par courroies.....	57
Figure II.22 : Définition de l'angle d'attitude et l'excentricité.....	59
Figure II.23 : Usure « engrenage ».....	60
Figure II.24 : Pitting ou pique.....	60
Figure II.25 : Le grippage.....	61
Figure III.1: Photographies du dispositif d'essais.....	67
Figure III.2 : Photographie du vibromètre.....	68
Figure III.3 : Mesure de la vitesse de vibration.....	70
Figure III.4 : Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration.....	74
Figure III.5 : Evolution de la vitesse de vibration en fonction de la vitesse de rotation..	76
Figure III.6 : Variation de l'amplitude de vibration en fonction de la viscosité des lubrifiants.....	77
Figure IV.1 : Principe de la méthode des moindres carrés.....	80
Figure IV.2 : Niveau de base et l'intervalle de variation de chaque facteur.....	82
Figure IV.3 : Interprétation géométrique de codification des facteurs.....	84
Figure IV.4 : Fonction de répartition des vibrations.....	87
Figure IV.5 : Comparaison entre le modèle développé et les mesures.....	92

Nomenclature

Nomenclature

(F/S) : Contrainte de cisaillement du fluide (en Pa).

h : Epaisseur du film d'huile (en m).

η : Viscosité dynamique du fluide (en Pa.s).

(du/dh) : Taux de cisaillement du fluide (sans unité).

ν : Viscosité cinématique du fluide (en $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ou CSt).

ρ : Masse volumique du fluide (en $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$).

K : Constante du tube (sans unité).

t : Temps d'écoulement du fluide (en s).

η_0 : Viscosité dynamique à une température donnée (en Pa.s).

IV : L'indice de viscosité de l'huile (sans unité).

p : Pression dans le contact (en GPa).

η_0 : Viscosité dynamique à la pression atmosphérique (en Pa.s).

α : Coefficient de piézoviscosité (en GPa^{-1}).

μ : Coefficient de frottement.

X_c : Amplitude crête.

X_{cc} : Amplitude crête à crête.

X_{moy} : Amplitude moyenne.

X_{eff} : Valeur efficace d'une amplitude (RMS).

T : La période (en s).

f : La fréquence (en Hz).

ω : Pulsation (en rad/s).

φ : Phase du mouvement.

$X(t)$: Déplacement d'une vibration en (μm).

$V(t)$: Vitesse vibratoire en (mm/s).

$\gamma(t)$: Accélération de la vibration en (m/s^2).

$x(n)$: Signal temporel mesuré.

N_e : Nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

$X(f)$: Transformée de Fourier de $x(t)$.

$X(k\Delta f)$: Transformée de Fourier discrète rapide.

$C[s(t)]$: Cepstre (transformée inverse du logarithme du spectre).

f_r : Fréquence de rotation.

Z_1 : Nombre de dent de la roue n°1.

Z_2 : Nombre de dent de la roue n°2.

f_1 : Fréquence de rotation de la roue n°1.

f_2 : Fréquence de rotation de la roue n°2.

f_e : Fréquence d'engrènement.

f_c : Fréquence de coïncidence.

f_{be} : Fréquence caractéristique de la bague externe.

N_b : Nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux).

D : Le diamètre primitif.

d : Le diamètre des éléments roulants.

α : L'angle de contact bille/bague externe.

f_{bi} : Fréquence caractéristique de la bague interne.

f_c : Fréquence caractéristique de la cage.

L : Longueur de la courroie.

D_1 : Diamètre de la roue n°1.

D_2 : Diamètre de la roue n°2.

f_{c1} : Fréquence de passage de la courroie dans la roue n°1.

f_{c2} : Fréquence de passage de la courroie dans la roue n°1.

N_p : Nombre de pales.

f_c : Fréquence caractéristique du passage des pales.

ω_r : Vitesse de rotation de l'arbre.

R1 : Roue motrice.

R2 : Roue réceptrice.

P₁ : point de mesure n°1.

P₂ : point de mesure n°2.

P₃ : point de mesure n°3.

P₄ : point de mesure n°4.

N : Vitesse de rotation du mandrin de tour (tr/mn).

S : La somme des carrés des différences entre les valeurs expérimentales Δy et celles de la fonction Y aux points correspondants.

Z : La matrice de l'expérience.

Z^T : La matrice transposée de Z .

\hat{y} : y chapeau ou y estimé (Valeur calculé d'après le modèle).

K_j : La notation codifiée du facteur j .

p : Nombre de niveau des facteurs.

m : Nombre de facteurs.

n : Nombre d'essais.

Z_0 : Est une indication codifiée d'une variable fictive qui prend seulement la valeur +1.

b_0 : Nombre libre de l'équation.

b_j : Les coefficients de régression.

\bar{y}_i : Moyenne.

\hat{y}_i : Ln(Moyenne).

R : Coefficient de corrélation.

R^2 : Coefficient de détermination.

σ : Ecart type.

μ : Espérance.

α : Niveau de risque.

x_1 : Viscosité d'huile (mm²/s).

x_2 : Vitesse de rotation (tr/mn).

V : Vitesse de vibration.

V_m : Vibration mesurée.

V_c : Vibration calculée.

Introduction générale

Introduction générale :

Les machines tournantes occupent une place prépondérante dans l'industrie et sont d'une utilisation très variée (stations de production d'énergie, stations de pompes, systèmes de propulsions, machines-outils, automobiles, équipement médicaux, accessoires domestiques et bien d'autres domaines). La maintenance de ces machines tournantes prend une place importante dans la politique de management des entreprises, surtout en matière du temps d'immobilisation. Actuellement et malgré les progrès réalisés dans la conception et la fabrication de telles machines, les travaux de recherches réalisés visent à développer les outils indispensables à l'optimisation de leur maintenance.

L'activité de maintenance des machines tournantes fait appel depuis une vingtaine d'années à des techniques de diagnostic de plus en plus sophistiquées. Plusieurs techniques de détection de défauts sont aujourd'hui à la disposition des ingénieurs de maintenance. Parmi celles-ci on peut citer la thermographie infrarouge, pour la détection des défauts d'origine électrique ou mécanique, l'analyse des huiles pour le suivi de dégradation et la contamination des fluides hydrauliques ainsi que l'évaluation du stade d'usure des pièces mécaniques, la détection ultrasonore et l'analyse des vibrations mécaniques.

L'analyse vibratoire est une technique très répandue utilisée pour réaliser une surveillance et un diagnostic fiable et pour détecter l'apparition et l'évolution de la plupart des défauts mécaniques.

Pour une sûreté de fonctionnement, les machines tournantes doivent être convenablement lubrifiées, de façon à éviter un contact direct (métal / métal). Le lubrifiant assure un certain nombre de fonctions dans les systèmes tels que la réduction des frottements, composant de refroidissement, empêche l'usure et protège les surfaces de la corrosion. Au cours de la durée du service, les lubrifiants ont tendance à se dégrader, perdre leurs propriétés de lubrification due à la décomposition chimique et devenir contaminés par les particules provoqués de l'usure des pièces en contact. L'analyse du lubrifiant constitue un moyen efficace de surveillance. D'autre part, les avaries à évolution rapide ne peuvent être suivies par analyse du lubrifiant.

Du point de vue qualité, une lubrification inadaptée ou mauvaise réduit fortement la durée de vie des parties mobiles dans une machine lubrifiée. Le choix de la qualité du lubrifiant et sa méthode d'utilisation doivent être particulièrement étudiés.

Le sujet proposé a pour objectif d'améliorer la disponibilité des machines tournantes lubrifiées d'une manière ou d'une autre et de fiabiliser le diagnostic et le suivi de l'évolution de la

vibration des machines tournantes à travers l'intégration des problèmes inverses tels que la dégradation de la qualité du lubrifiant.

L'intérêt est de séparer la contribution des différentes sources vibratoires liées à la dégradation plus ou moins importante d'un composant d'une machine tournante lubrifiée, et ce à partir des mesures vibratoires réalisées dans ce sens. La séparation permettra de suivre l'évolution de changement d'état et de la qualité du lubrifiant utilisé.

Ce mémoire est organisé en quatre chapitres répartis comme suit :

Le premier chapitre est consacré aux machines tournantes lubrifiées. Nous donnerons en premier lieu des généralités sur le fonctionnement des machines tournantes lubrifiées et une présentation des plus importants organes. Deuxièmement, nous présentons une étude focalisée sur les lubrifiants et la lubrification de ces machines.

Le second chapitre présente un bref théorique sur l'analyse vibratoire, et ce pour étudier les différentes méthodes utilisées lors de la surveillance ainsi qu'un panorama des différents défauts vibratoires susceptible d'apparaître sur les machines tournantes. Nous présenterons une analyse du défaut vibratoire lié au lubrifiant (tourbillon d'huile) et quelques autres types de défauts qui sont causés par les problèmes de lubrification, et enfin une étude des différents moyens d'analyse du lubrifiant.

Le troisième chapitre est réservé à l'étude expérimentale, décrit en détail les outils utilisés et la démarche expérimentale suivie pour les essais planifiés, dont le but est d'étudier l'influence de la qualité des lubrifiants sur l'amplitude de la vibration des machines tournantes. Pour ce faire nous allons choisir un composant d'une machine tournante qui est un dispositif d'engrenage lubrifié avec des lubrifiants de différents grades de viscosité et entraîné par le mandrin d'un tour et ce pour pouvoir varier la vitesse de rotation. Des mesures qui suivent l'évolution de la vibration seront réalisées. Nous allons montrer et discuter les principaux résultats obtenus de cette étude.

Dans le quatrième et le dernier chapitre, nous allons faire en premier lieu une analyse statistique afin de vérifier la normalité des valeurs de vibration obtenues selon la variation de la viscosité des lubrifiants utilisés. En second lieu nous allons présenter une modélisation mathématique par la méthode de régression linéaire basée sur les résultats d'expérience planifiée pour développer un modèle de caractérisation de la vibration en fonction du changement d'état des lubrifiants et ce pour prédire la dégradation de ces derniers.

En dernier lieu, on clôture le mémoire par une conclusion générale en faisant ressortir les principaux résultats de cette étude.

Chapitre I

Fonctionnement des machines tournantes lubrifiées

I.1. Introduction :

La lubrification est l'action d'assurer un film d'huile entre deux pièces en mouvement l'une par rapport à l'autre afin de réduire le frottement et l'usure, prévenir la défaillance et assurer une durée de vie optimale à chaque organe mécanique.

La lubrification des principaux organes d'une machine tournante couvre plusieurs régimes, elle est régie par l'aptitude à vaincre toutes les contraintes qui l'opposent durant le fonctionnement requis du système lubrifié (charge, vitesse, température, irrégularité des surfaces, abrasion...).

Pour ce faire, le lubrifiant doit disposer de plusieurs propriétés le qualifiant à garantir un fonctionnement optimal du système lubrifié.

Le but de ce chapitre est d'introduire une démarche permettant de mieux appréhender ces aspects. Nous commençons en premier lieu par des généralités sur le fonctionnement des machines tournantes lubrifiées et une présentation de quelques-uns de ces organes les plus importants.

En second lieu nous présentons le rôle de la lubrification avec une étude détaillée sur les lubrifiants en se basant sur les huiles lubrifiantes en mettant en évidence leurs propriétés avec une étude profonde sur la viscosité qui est le paramètre le plus important qui caractérise l'huile, ainsi les différents régimes de lubrification et dispositifs de graissage.

I.2. Généralités sur le fonctionnement des machines tournantes lubrifiées :

I.2.1. Qu'est-ce qu'une machine tournante ?

Les machines tournantes sont des systèmes où s'accomplissent d'importants échanges d'énergie mécanique, thermique ou hydraulique. Un système tournant est constitué d'un rotor, une structure, et des liaisons de différentes natures (Figure I.1).

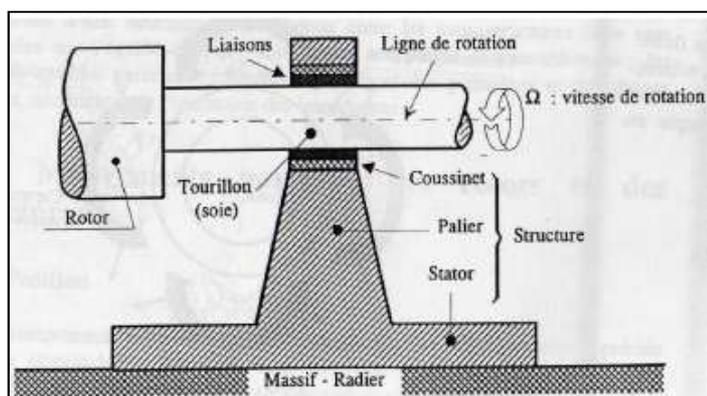


Figure I.1 : Eléments constitutifs d'une machine tournante [1]

I.2.2. Le rotor :

Un rotor est composé d'un arbre sur lequel sont montées les parties actives (roues, engrenages,...). Le rotor est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation. Il fait de plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...), réalise une fonction bien définie : la manipulation de fluides, de solides ...

I.2.3. La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants (Figure I.1) :

- 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 (bagues) au stator.
- Le stator ou enveloppe de la machine ; il contient des éléments essentiels : ailettes pour les turbomachines...
- Le massif des systèmes embarqués peut prendre des formes beaucoup plus variées que celle des systèmes terrestres dont les massifs sont liés aux radiers. 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'environnement ;
- Le radier est un élément spécifique aux systèmes terrestres. Il assure la liaison entre le massif et les sols et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol [1].

I.2.4. Les liaisons fluides :

Permet le guidage en rotation des arbres des machines tournantes lubrifiées, on distingue :

I.2.4.1. Butées et paliers hydrodynamiques :

Dans ce type des paliers, l'arbre prend appui sur un coussinet et est séparé de celui-ci par un film lubrifiant. Selon la direction de la charge par rapport à l'arbre en rotation, on distingue les paliers porteurs pour lesquels la charge est radiale, généralement appelés paliers, des paliers de butée ou butées pour lesquels la charge est axiale [2]. Dans les paliers fluides et plus particulièrement des paliers et des butées hydrodynamiques dans lesquels un film mince de fluide sépare les surfaces en mouvement relatif (Figure I.2).

Le comportement, la durée de vie et la tenue des paliers hydrodynamiques dépendent de nombreux paramètres, parmi lesquels les paramètres géométriques (dimensions et formes du

palier), cinématiques et dynamiques (vitesse de rotation et charge appliquée), les caractéristiques du lubrifiant (essentiellement sa viscosité et dans certains cas sa masse volumique) et la nature des matériaux formant le palier.

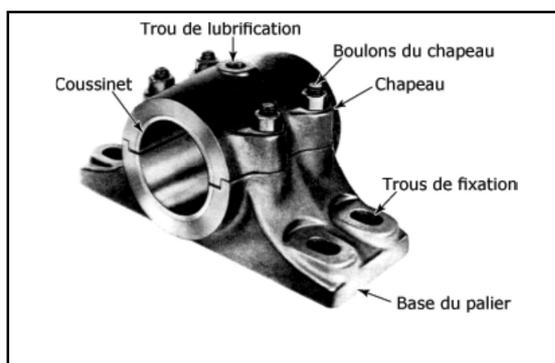


Figure I.2 : Eléments d'un palier lisse [2]

Ainsi la détermination des paliers hydrodynamiques ne dépend pas seulement de la théorie de la lubrification mais aussi d'un ensemble de conditions liées à l'environnement des mécanismes [3]. Il est cependant possible de présenter succinctement leurs principales caractéristiques de fonctionnement. Tout d'abord, l'épaisseur minimale du film lubrifiant doit toujours être nettement supérieure à la somme des hauteurs des rugosités des surfaces, sinon l'usure rapide du coussinet sera due soit à l'abrasion, soit plus rapidement encore au grippage des surfaces. Cette épaisseur minimale dépend bien sûr de l'aspect dynamique du système et en particulier des vibrations de l'arbre en rotation. Le palier hydrodynamique pouvant être lui-même source de vibrations, les aspects dynamiques devront être examinés en détail. Ils sont analysés de façon très différente selon qu'il s'agit des paliers de ligne d'arbre (charges relativement constantes), ou des paliers de moteurs ou de compresseurs alternatifs (charges de module et direction variant beaucoup avec le temps).

Par ailleurs, sous l'effet de ces charges dynamiques, des phénomènes de cavitation dans le film lubrifiant du palier peuvent conduire à la destruction du coussinet par fatigue.

Enfin, la puissance dissipée par cisaillement dans le fluide lubrifiant du palier entraîne une élévation de la température du mécanisme. Cette augmentation de température peut être responsable de la fusion ou du fluage du régule, matériau mou à bas point de fusion, qui recouvre généralement la surface du coussinet.

La température maximale du palier peut être évaluée de façon approchée à l'aide d'un bilan thermique global du palier ; elle peut aussi être calculée avec une excellente précision en effectuant une analyse fine du problème thermoélastohydrodynamique de l'ensemble du palier.

Comme la plus grande partie de la chaleur est évacuée par le fluide, la connaissance du débit de lubrifiant nécessaire au bon fonctionnement du palier est importante.

Dans la plupart des paliers et des butées hydrodynamiques, l'écoulement du fluide dans le film lubrifiant s'effectue en régime laminaire ; cependant l'emploi de fluides de très faible viscosité, de l'eau par exemple, ou la nécessité d'utiliser des paliers de grandes dimensions fonctionnant à vitesses élevées entraînent des changements de régime dans le fluide dont l'écoulement peut devenir turbulent. Le calcul des caractéristiques du palier s'effectue alors en tenant compte des changements de régime dans le fluide [3].

I.2.4.2. Butées et paliers aérodynamiques :

Dans le cas de mécanismes supportant de faibles charges ou demandant une très grande précision, le guidage des arbres par des paliers et des butées aérodynamiques semble être une solution satisfaisante et relativement économique.

En effet, lorsque la vitesse de rotation devient trop importante ($N > 50\,000$ tr/min), la puissance dissipée par frottement fluide ainsi que les problèmes thermiques qui en résultent ne sont plus négligeables. Il est alors possible de recourir à des fluides de viscosité beaucoup plus faible ; c'est le cas des gaz et en particulier de l'air pour lequel la viscosité dynamique est 200 fois plus faible qu'une huile peu visqueuse [2].

I.2.5. Différents organes dans une machine tournante :

Une machine tournante n'est en fait qu'un jeu de mécanismes mobiles entre eux, et d'organes combinés dans le but d'effectuer une tâche précise, transformer une énergie, transmettre un mouvement . . . etc. Dans ce qui suit nous allons voir quelques-uns des organes les plus importants et les plus courants.

I.2.5.a. L'engrenage :

L'engrenage est un des mécanismes élémentaires les plus utilisés pour transmettre du mouvement, et adapter les vitesses de rotation entre organes moteurs et récepteurs. Il est constitué de deux roues dentées mobiles autour d'axes de rotation, et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact (Figure I.3).

Les engrenages sont parmi les organes les plus sensibles de la chaîne cinématique et peuvent être soumis à un grand nombre d'avaries apparaissant lors du fonctionnement, et dont les causes sont multiples [4].

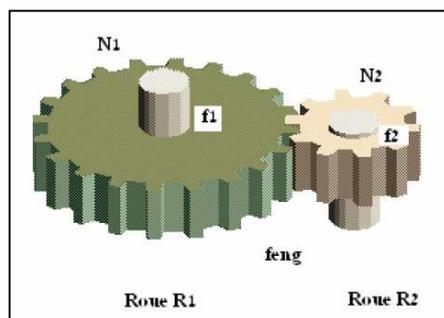


Figure I.3 : Système d'engrenage

On classe les nombreux types d'engrenages existants comme suit [5]:

- ❖ *Engrenage cylindriques* : dont les arbres de deux roues sont parallèles.
- ❖ *Engrenage coniques*: les deux arbres sont conçus de tel sorte que les prolongements de deux axes se recourent.
- ❖ *Engrenage gauches*: les deux arbres occupent des positions relatives quelconques.
- ❖ *La crémaillère* : c'est un segment d'engrenage dont l'axe de rotation est rejeté à l'infini.
- ❖ *Pignon à vis sans fin*: ils sont constitués par une paire de pignon avec une vis sans fin.

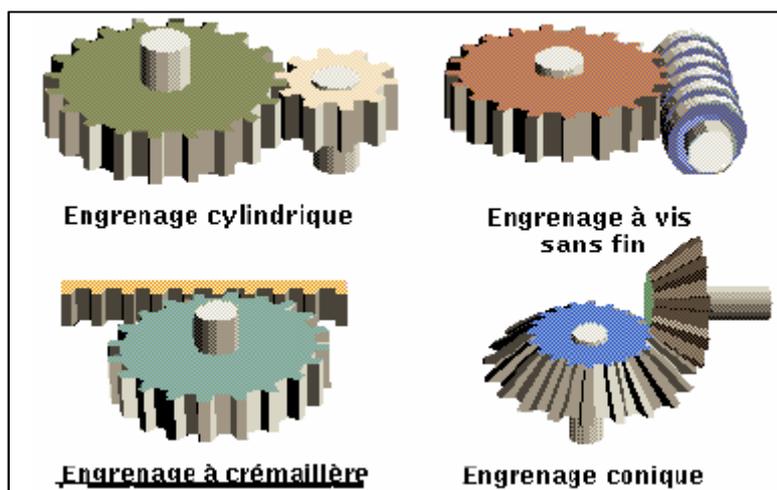


Figure I.4 : Les différents types d'engrenages

I.2.5.b. Le roulement :

Le roulement est un organe qui assure à lui seul plusieurs fonctions principales : il permet le positionnement d'un arbre par rapport à son logement tout en assurant une rotation précise avec le minimum de frottements, et il transmet des efforts radiaux et / ou axiaux.

L'analyse des différentes caractéristiques des roulements et de leurs limites permet d'établir des critères de choix :

- La fonction transmission des efforts est caractérisée par l'aptitude du roulement à encaisser des charges radiales, des charges axiales, ou les deux à la fois, et par l'endurance que l'on peut en attendre (durée de vie) ;

- La fonction rotation est caractérisée par une vitesse maximale possible liée au frottement et un faux-rond de rotation (précision de rotation) ;
- Enfin, la fonction positionnement est définie par les modes de liaison possibles entre le roulement et son environnement, ainsi que par son jeu radial et son jeu axial (précision de position).

Le roulement (Figure I.5) est constitué :

- de deux bagues : une bague intérieure et une bague extérieure ;
- des corps roulants permettant la rotation relative de ces deux bagues en les positionnant l'une par rapport à l'autre ;
- et, généralement, d'une cage séparant les corps roulants en maintenant leur équidistance [2].

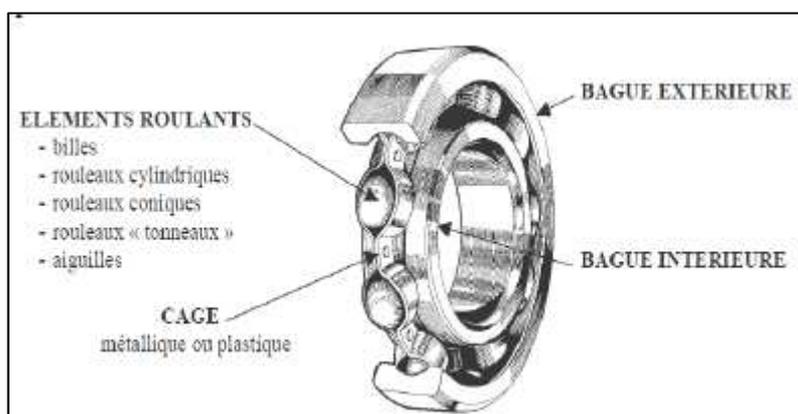


Figure I.5 : Éléments de roulement

Selon leurs applications, et la criticité des machines sur lesquelles ils sont montés, les roulements nécessitent plus ou moins une surveillance et un entretien préventif. Pour cela le suivi des niveaux de vibration et de température, sont les sources d'information les plus utilisées.

I.2.5.c. L'arbre :

L'arbre dans une machine tournante est un organe de transmission assurant le mouvement de rotation, supporté par un ou plusieurs paliers selon la configuration de la ligne d'arbre.

L'arbre sert de soutien et d'élément de liaison pour les autres organes de la machine. Le rotor est assemblé sur l'arbre. Les défauts d'arbres tournants, et plus globalement de rotors sont assez courants dans les machines tournantes.

I.2.5.d. L'accouplement :

Les accouplements sont des dispositifs de liaisons utilisés pour raccorder entre eux deux ou plusieurs rotors tout en transmettant le couple. Les accouplements permettent selon leurs types, des dilatations axiales de la machine, ou des déplacements radiaux.

I.2.5.e. La courroie :

La courroie est un organe de transmission d'un arbre moteur à un arbre récepteur. Bien que leur utilisation présente certains avantages par rapport à une transmission à engrenages : moins de bruits et une usure moins importante [4].

I.3. La lubrification :

I.3.1. Définitions :

- 1) Le frottement est une caractéristique permettant d'évaluer la sévérité du chargement dans un contact. Ainsi, la lubrification qui consiste à maintenir un film de lubrifiant entre les corps en contact (dentures d'engrenages par exemple) est un moyen efficace pour réduire le frottement et ses conséquences, l'usure par exemple. La présence du lubrifiant dans le contact entre les profils conjugués joue le rôle de film séparateur, c'est le troisième corps (Figure I.6) [6].

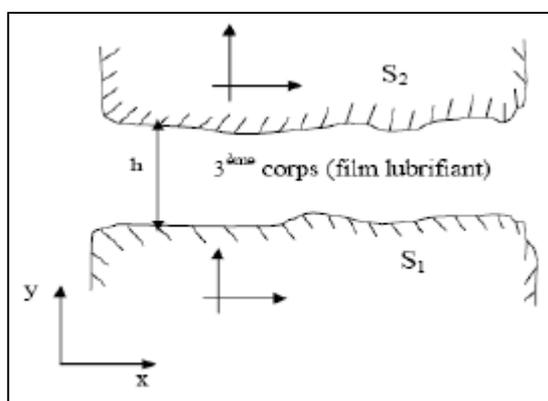


Figure I.6 : Schéma d'un contact lubrifié

- 2) Un lubrifiant est un produit qui interposé entre les surfaces d'un mécanisme, en facilite le fonctionnement.

Les lubrifiants peuvent être de produits :

- Gazeux (air).
- Liquides telles que les huiles.
- Semi-liquide ou semi-solide (graisse).
- Solides (graphite, etc.).

I.3.2. Rôle des lubrifiants :

Les lubrifiants ont plusieurs fonctions principales :

1. Réduire les frottements dans les machines et par conséquent économise l'énergie, l'énergie de frottement étant intégralement dissipée en chaleur. La réduction du coefficient du frottement entraîne la diminution des températures de fonctionnement des mécanismes.
2. Combattre l'usure des surfaces frottantes sous toutes ses formes et les protéger contre la corrosion et la rouille.
3. Refroidir les machines en évacuant la chaleur produite dans le contact.
4. Contribuer à l'étanchéité aux gaz, aux liquides et aux contaminants solides.
5. Garder propre les surfaces et les circuits en évacuant les produits indésirables (poussières, débris d'usure, ...).
6. Transmettre l'énergie dans les systèmes hydrauliques.
7. Absorber les chocs et réduire le bruit.
8. Contrôler l'oxydation pour prévenir des changements de viscosité. [7]

Dans ce mémoire, nous nous intéressons aux huiles et graisses qui sont largement utilisés dans le graissage des composants des machines tournantes, tels que les paliers, les butées à film d'huile, les roulements et les engrenages.

I.4. Les huiles lubrifiantes :

I.4.1. Nature des huiles :

Les huiles de lubrification sont constituées de plusieurs huiles de base et d'un certain pourcentage d'additifs. Ces additifs sont convenablement ajoutés pour améliorer les propriétés naturelles des huiles et leurs conférer des qualités de lubrification. Les huiles de base les plus utilisées sont d'origine minérale extraite du pétrole ou d'origine synthétique [8].

I.4.1.1. Les bases minérales :

Les bases minérales sont généralement obtenues par distillation et raffinage de pétrole brut, quelques bases sont hydro-traitées ou hydro-craquées, pour améliorer certaines de leurs propriétés telles que la couleur, la résistance à l'oxydation, la stabilité thermique ou la viscosité.

Selon l'origine du lubrifiant, les bases minérales peuvent être classées en deux catégories:

- Les bases à structures paraffiniques contiennent de longues chaînes droites hydrocarbonées saturées. Elles sont stables vis-à-vis de l'oxydation, dotées d'un bon indice de viscosité, donc elles sont généralement préférées.
- Les bases à structures naphthéniques : elles sont formées de noyau cycliques. Ces bases sont moins stables à l'oxydation, mais possèdent de très bonnes caractéristiques d'écoulement à basse température malgré un indice de viscosité plus faible [9].

I.4.1.2. Les bases synthétiques :

Elles sont produites par des réactions telles que l'alkylation, la polymérisation et l'estérification, elles incluent des hydrocarbures synthétiques (alkylaromatique et polyster), des esters organiques (esters d'acide dicarboxylique, esters de polyol et polyster) et divers autres produits organiques (ester de polyphate polyalkylène glycol).

A l'origine, les bases synthétiques ont été développées pour remplir le manque temporaire d'huile minérale naturelle sur les marchés internationaux et résoudre des problèmes de lubrification particulièrement difficiles, on peut citer comme exemples les fluides de haute stabilité thermique, les fluides difficilement inflammables et les lubrifiants pour l'aviation [10].

Parmi les principales familles de produits utilisés, on mentionnera:

- Les esters aliphatiques qui se caractérisent par un indice de viscosité élevé, une faible volatilité et des propriétés lubrifiantes excellentes.
- Les esters phosphoriques utilisés souvent comme additifs anti-usure, qui présentent un indice de viscosité élevé et sont difficilement inflammables.
- Les silicane et silicates qui ont un excellent indice de viscosité et un point d'écoulement très bas.
- Les polyphénylithers qui présentent une remarquable stabilité à haute température (jusqu'à 450°) et qui sont d'excellents lubrifiants, ils ont cependant un indice de viscosité faible.
- Les polypropylène glycols qui se caractérisent par un indice de viscosité élevé, un point d'écoulement très bas et de bonnes propriétés anti-usure, cependant ils ont une stabilité thermique et une résistance à l'oxydation assez moyenne et certains ne sont pas miscibles aux bases minérales.
- Les polyoléfines qui présentent un indice de viscosité assez élevé et un point d'écoulement très bas.

Tous les produits utilisés soit purs soit en mélange avec d'autres bases synthétiques ou minérales.

I.4.2. Propriétés caractéristiques des huiles :

Un lubrifiant destiné pour une application bien déterminée doit présenter des propriétés bien définies pour cet emploi. Ces propriétés sont indiquées dans un cahier des charges, une norme ou une spécification. Certaines sont reprises, sous forme résumée, dans les fiches techniques destinées aux utilisateurs [11].

I.4.2.1. Couleur :

La couleur d'une huile de base est d'autant plus claire qu'elle est mieux raffinée. Pour les huiles de pétrole, elle varie généralement du blanc pur au rouge foncé en passant par le jaune citron et le jaune orange, on l'évalue par comparaison avec des verres étalons numérotés en colorations N.P.A (National Petroleum Association). La présence d'additifs assombrissent pratiquement toujours les huiles de base.

I.4.2.2. Masse volumique :

La masse volumique d'un liquide à une température donnée est la masse de l'unité de volume. Pour les produits pétroliers, elle est mesurée à 15 °C et exprimée en kg/m^3 ou encore en kg/dm^3 ou g/cm^3 .

I.4.2.3. Densité :

La densité d'une substance est le rapport de sa masse volumique à la masse volumique d'un corps de référence. Elle se mesure à 15 °C par rapport à l'eau à 4 °C. Les valeurs courantes pour les huiles de pétrole s'étalent entre 0,85 et 0,95, et dépendent de l'origine des produits. Certains lubrifiants synthétiques ont des densités bien plus élevées, jusqu'à 1,5. La comparaison de la densité d'une huile usagée avec celle de l'huile neuve permet de détecter d'éventuelles pollutions [7].

I.4.2.4. Viscosité :

De toutes les propriétés des huiles, la viscosité est certainement la plus importante. Elle détermine les pertes en frottement, la capacité de charge et l'épaisseur du film d'huile.

Selon la norme NF T60.100 de novembre 1959, la viscosité d'un liquide est la propriété de ce liquide, résultant de la résistance qu'opposent ses molécules à une force tenant à les déplacer par glissement dans son sein.

Ainsi la viscosité d'un fluide est la résistance opposée par ce fluide à tout glissement interne de ses molécules les unes sur les autres. Autrefois, la viscosité s'appelait coefficient de frottement interne [10].

I.4.2.4.1. Viscosité dynamique :

La viscosité dynamique ou absolue est la viscosité qui intervient dans les calculs d'épaisseur de film d'huile. Elle est déduite de la loi de Newton régissant l'écoulement laminaire d'un fluide visqueux entre une surface S mobile animée d'une vitesse u et une surface fixe distante de la surface mobile d'une distance h égale à l'épaisseur du film d'huile.

Le déplacement relatif des deux surfaces nécessite un effort F destiné à vaincre la résistance tangentielle au frottement visqueux du fluide (Figure I.7)

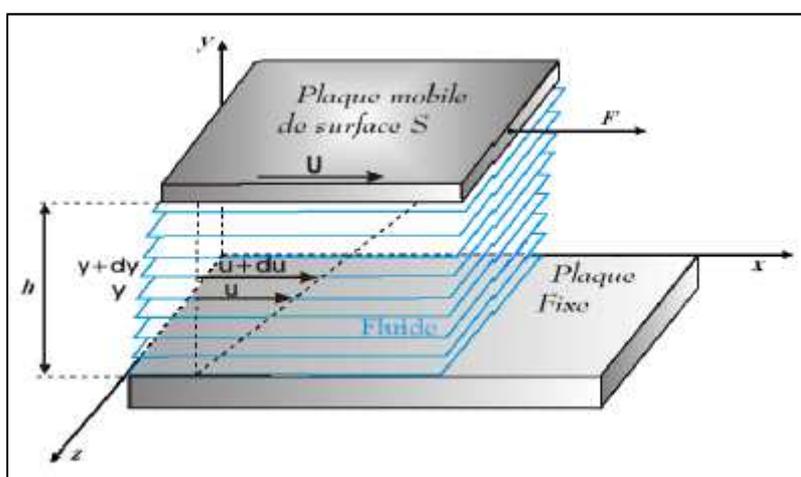


Figure I.7 : Ecoulement newtonien dans un film d'huile.

Pour la majorité des liquides visqueux, comme les huiles de base minérales et la plupart des huiles de synthèse, le rapport (F/S) est proportionnel au rapport du/dh (liquides newtoniens), le facteur de proportionnalité η étant le coefficient de viscosité dynamique ou simplement la viscosité dynamique [12].

On a :

$$\frac{F}{S} = \eta \frac{du}{dh} \quad (\text{I. 1})$$

L'unité de viscosité dynamique dans le système international (SI) est le Pascal.Seconde (Pa.s). Dans l'ancien système (CGS), l'unité est le poise (P). A titre d'exemple, la viscosité dynamique de l'eau à 20°C étant égale à 1cP = 1mPa.s.

I.4.2.4.2. Viscosité cinématique :

La viscosité donnée dans les fiches techniques des lubrifiants est la viscosité cinématique ν . Elle est déduite de la mesure du temps d'écoulement d'un certain volume d'huile dans un tube capillaire, conformément à la loi de poiseuille [11].

Il existe une relation entre les deux viscosités cinématique et dynamique :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = Kt \quad (I.2)$$

Avec :

ρ : masse volumique (kg/m^3)

η : viscosité dynamique ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)

K : constante du tube

t : temps d'écoulement de l'huile (s)

La viscosité cinématique est exprimée en mm^2/s ou en Stokes « St » ($1\text{St} = 1\text{cm}^2/\text{s}$)

La viscosité cinématique des lubrifiants est mesurée en utilisant un viscosimètre à capillaire, tel qu'un de ceux représentés sur la (Figure I.8) et un chronomètre : elle est généralement effectuée aux températures de 40 et de 100 °C [13].

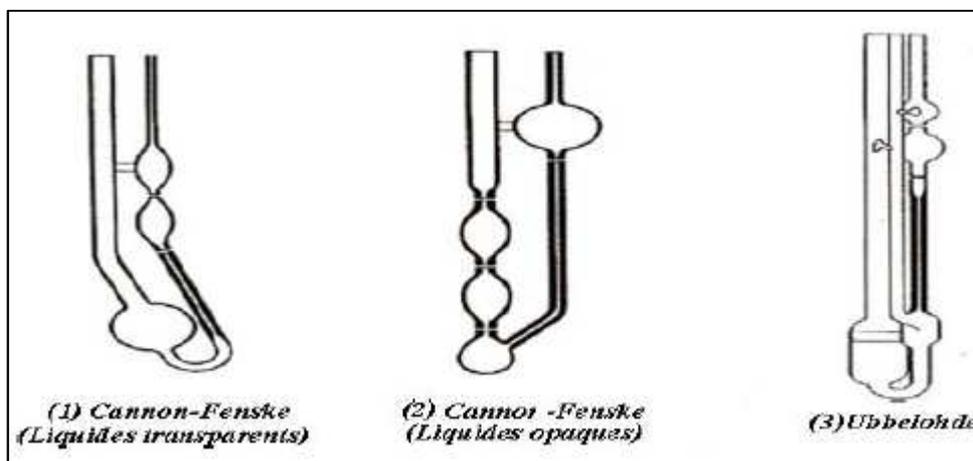


Figure I.8 : Différents modèles des tubes viscosimétriques

I.4.2.4.3. Variation de la viscosité avec la température :

En général, les fluides ont une viscosité qui dépend très largement de la température. Cette variation qui, au voisinage de 20 °C est de 2,5% par degré pour l'eau, peut atteindre 10 à 15% par degré pour les huiles minérales.

La viscosité des huiles décroît, plus ou moins selon leur nature chimique, lorsque la température s'élève (Figure I.9) [10].

Pour une huile lubrifiante, on peut poser [14] :

$$\eta = \eta_0 e^{\left(\frac{E}{T}\right)} \quad (\text{I.3})$$

Avec : $E = a + bT + cT^2$

Où : η_0 est la viscosité dynamique à une température donnée, T la température absolue et a , b , c sont des constantes à déterminer pour chaque lubrifiant.

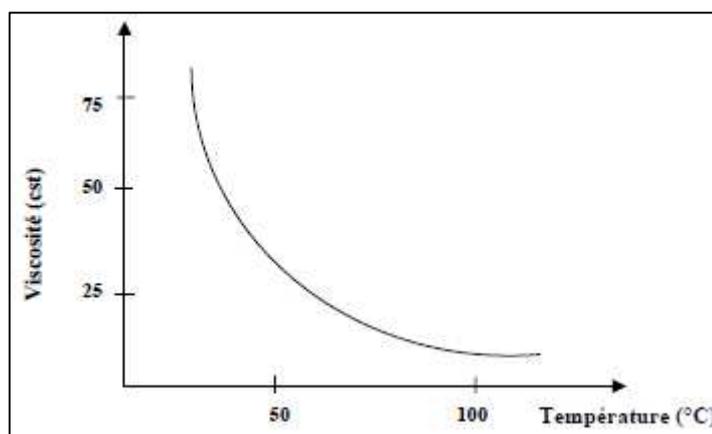


Figure I.9 : Variation de la viscosité avec la température pour une huile minérale paraffinique.

I.4.2.4.4. Indice de viscosité (IV) :

Afin de mieux évaluer la relation entre la viscosité et la température, Dean et David (1929) ont développé un système arbitraire de comparaison appelée indice de viscosité IV. Plus cet indice est élevé, moins est le changement de la viscosité. Cet indice est déterminé à partir des indices des deux huiles de base [15].

Indice de référence 100 : faible variation de viscosité.

Indice de référence 0 : variation importante de viscosité.

L'indice de viscosité d'un lubrifiant donné est obtenu par les opérations suivantes :

Soient U et S les viscosités mesurées de l'huile étudiée à 37,8 °C et à 98,9 °C.

Les deux huiles étalons d'indice de viscosité 100 et 0 seront choisies dans la table.

- S : la viscosité des deux huiles à 98,9 °C,
- H : la viscosité à 37,8 °C de l'huile d'indice 0.
- L'indice de viscosité IV de l'huile concernée sera (Figure I.10)

$$IV = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (\text{I.4})$$

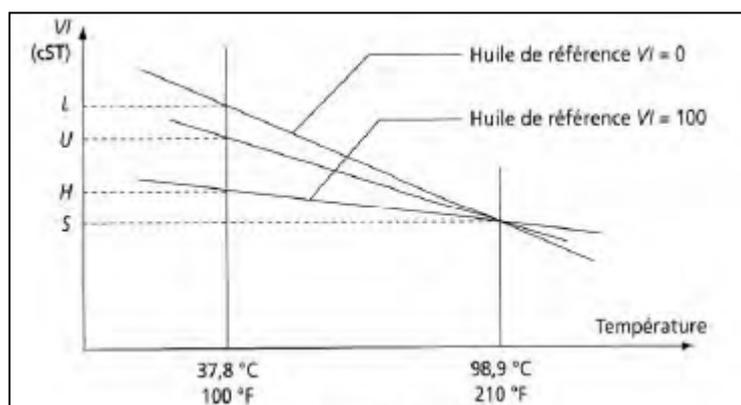


Figure I.10 : Indice de viscosité

I.4.2.4.5. Variation de la viscosité avec la pression :

La plupart des huiles lubrifiantes ont une viscosité qui croît avec la pression ce phénomène présente une importance car dans certains mécanismes le lubrifiant subit des pressions qui peuvent atteindre 10^9 Pa, c'est le cas en particulier des roulements et des engrenages (boîtes de vitesses, réducteurs, etc.).

Le (tableau I.1) donne la variation de viscosité avec la pression d'une huile à caractère paraffinique. [16]

Tableau I.1 : Variation de la viscosité avec la pression d'une huile à caractère paraffinique.

Pression (MPa)	0.1	10	20	30	40	50	100
Viscosité (Pa.s)	0.05	0.06	0.075	0.11	0.15	0.23	0.70

On remarque que la viscosité augmente d'autant plus vite que la pression est plus importante. Cette augmentation dépend de la nature du lubrifiant, elle est plus importante pour les huiles à caractère naphthénique que pour les huiles à caractère paraffinique.

Le (tableau I.2) donne à titre d'exemple les variations de viscosité avec la pression d'une huile paraffinique, d'une huile naphthénique et de l'eau. [16]

Tableau I.2 : Comparaison des variations de la viscosité avec la pression.

Pression en (Mpa)	Viscosité en pascal-seconde (Pa.s)		
	Huile paraffinique	Huile naphthénique	Eau
1	0.052	0.055	0.001
1400	0.810	2.2	0.00111
2800	8.700	91	0.00123

Cette variation dépend de la nature du lubrifiant en particulier elle est plus importante pour les huiles à caractère naphthénique, elle est plus rapide aux fortes pressions.

En générale, les fluides de faible viscosité (eau) sont moins affectés par une augmentation de pression que les fluides de grande viscosité. Pour caractériser cet effet, dit « effet piezovisqueux », on peut utiliser la relation de Barus établie en 1893 [17] :

$$\eta(p) = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (\text{I.5})$$

Ou :

p : pression dans le contact (GPa).

η_0 : viscosité dynamique à la pression atmosphérique.

α : coefficient de piézoviscosité (GPa^{-1}) qui dépend de l'huile est généralement compris entre : $5 \text{ GPa}^{-1} \leq \alpha \leq 40 \text{ GPa}^{-1}$.

I.4.2.4.6. Le taux de cisaillement :

Lorsque la viscosité dynamique varie avec le taux de cisaillement, le fluide est dit non newtonien. Ainsi, des essais réalisés sur un viscosimètre rotatif de type Couette et pouvant atteindre des taux de cisaillement supérieur à 10^6 s^{-1} montrent que la viscosité du fluide diminue lorsque le taux de cisaillement augmente, cet effet généralement réversible est caractéristique des huiles qui comportent des additifs améliorant l'indice de viscosité (VI). Cet effet peut aussi être permanent, il correspond alors à une dégradation du lubrifiant par rupture de certaines chaînes moléculaires.

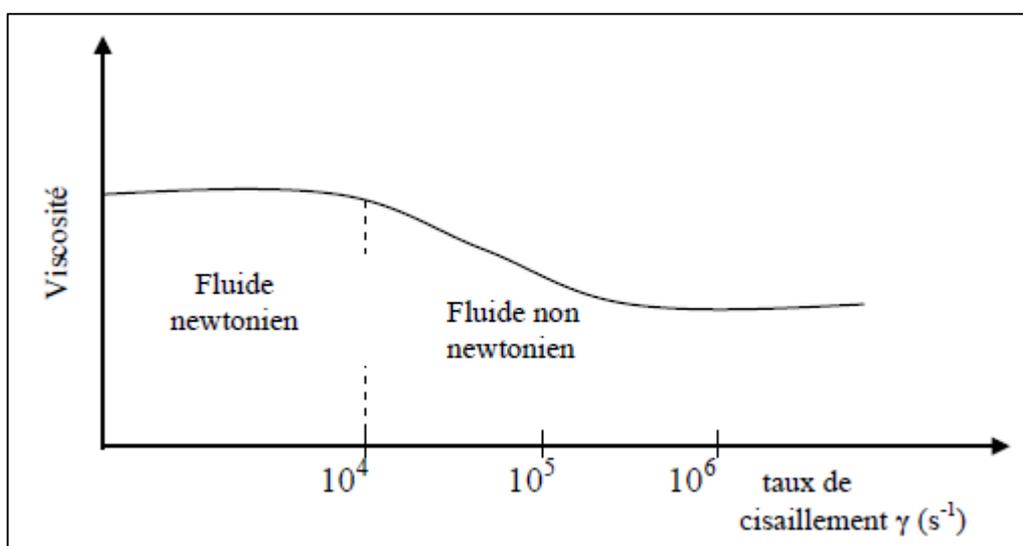


Figure I.11 : Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement.

I.4.2.5. Point d'écoulement :

Le point d'écoulement est la température la plus basse à laquelle l'huile coule encore lorsqu'elle est refroidie, sans agitation et dans des conditions normalisées. Il est exprimé en degrés Celsius, il est considéré comme caractéristique principale pour le choix des huiles de base. [8]

I.4.2.6. Onctuosité :

Elle caractérise l'aptitude d'une huile à adhérer aux surfaces sous forme d'une fine couche.

I.4.2.7. Point d'éclair ou point de feu :

A partir d'une certaine température, les constituants volatils de l'huile peuvent brûler au contact d'une flamme, c'est le point éclair. Si on chauffe davantage, il arrive un moment où la combustion devient permanente, c'est le point de feu. Ces deux températures sont très variables avec les paramètres locaux et en particulier avec la présence d'eau en suspension dans l'huile. Leur mesure fait l'objet de normes.[7]

I.4.2.8. Autres propriétés :

Résistance à l'oxydation, à la corrosion, indice d'acide, teneur en cendre, en eau...

I.4.3. Additifs :

Les additifs peuvent stimuler les propriétés existantes, supprimer des propriétés indésirables et introduire de nouvelles propriétés dans les fluides de base. [18]

I.4.3.1. Additifs améliorant d'indice de viscosité :

Ce sont des polymères qui, introduits à faible concentration dans une base lubrifiante entraînent une augmentation relative de la viscosité plus importante à haute qu'à basse température et qui, par conséquent augmentent l'indice de viscosité du lubrifiant sans modifier défavorablement les autres propriétés essentielles.

Les produits généralement utilisés sont des polyméthacrylates, des polycrylates et des polymères d'oléfines.

Il faut cependant mentionner que ces polymères utilisés comme additifs ont des masses moléculaires élevées et sont relativement fragiles, ils peuvent se dégrader d'une part sous l'effet de sollicitations mécaniques telles que les contraintes de cisaillement, par rupture de la

molécule et d'autre part sous l'effet de température soit par thermo oxydation soit par dépolymérisation. [19]

I.4.3.2. Additifs de point d'écoulement :

A basse température, le cisaillement des paraffines modifie les propriétés rhéologique du lubrifiant qui tend à solidifier, les additifs de point d'écoulement sont donc utilisés pour lutter contre la solidification, ils agissent sans doute par absorption en diminuant la taille des cristaux de paraffine, ou en modifiant la forme cristalline qui évolue vers une structure en aiguilles et en réduisant l'adhésion entre les cristaux. Les produits utilisés appartiennent aux quatre familles suivantes alkyl aromatiques, les posters, les polyamides et les polyoléfines.

I.4.3.3. Additifs antioxydants :

Ces produits ont pour rôle de ralentir et si possible de supprimer les phénomènes d'oxydation du lubrifiant, ils agissent de très différentes façons :

- Par blocage du processus des destructions en captant les radicaux libres des chaînes moléculaires, ces produits sont généralement des phényles et des amines.

- Par désactivation des peroxydes qui se forment lors du phénomène de détérioration, ces composés sont des dithiophosphates et des dithiocardamates.

- Par désactivation des ions métalliques et par formation d'un film protecteur sur les surfaces afin d'éliminer l'action catalytique des métaux, ces additifs sont des phénates.

I.4.3.4. Additifs détergents et dispersants :

L'action de ces additifs s'effectue essentiellement par adsorption sur les surfaces métalliques afin d'éviter l'adhérence des dépôts et par adsorption sur les particules en suspension dans l'huile pour maintenir leur dispersion.

Les produits utilisés sont soit des organo-sels de métaux alcalino terreux tels que les sulfonâtes, les théophosphates et les phénat, soit des succins imides plutôt utilisées comme dispersants.

I.4.3.5. Additifs anti-usure :

Les additives anti-usures sont utilisés dans de nombreuses huiles de lubrification pour réduire les frottements, l'usure, dans des conditions de lubrification limite, lorsque les films de lubrification ne peuvent pas être maintenues. Comme le film d'huile devient progressivement plus mince en raison de charges croissantes ou de températures, le contact à travers le film d'huile est d'abord fait par l'irrégularité de surface ou aspérités. De ce fait, le frottement augmente et la soudure peut se produire.

Deux catégories d'additifs sont utilisées pour empêcher tout contact métallique, selon la gravité de ces exigences. Les additifs anti-usures et les réducteurs de frottement, parfois appelés additifs de lubrification limite, sont des matériaux polaires tels que les huiles d'acides gras, les acides, et les esters. Ce sont des matériaux à longue chaîne qui forment un film adsorbé sur les surfaces métalliques avec les extrémités polaires des molécules attachées au métal et les molécules se projetant plus ou moins normale vers la surface. Le contact est alors entre les extrémités des couches de molécules sur les surfaces opposées. La friction est réduite, et les surfaces se déplacent plus librement les unes par rapport aux autres. L'usure est réduite dans des conditions douces de glissement, mais sous de sévères conditions, le glissement des couches de molécules diminue jusqu'à disparaître, de sorte que leur effet de réduire l'usure est perdu [20].

I.4.3.6. Additifs extrême-pression (EP) :

Lorsque le lubrifiant fonctionne en régime hydrodynamique, le film d'huile est stable et il n'y a pas réellement de problème d'usure. Dans des conditions plus sévères, si les pièces se rapprochent et si le film se rompt, le frottement peut provoquer l'arrachement de métal. Les conditions extrêmes réchauffement peuvent conduire à la soudure des pièces. Les additifs (EP) et anti-usure ont pour rôle de créer un lubrifiant solide par réaction avec la surface. [21]

I.4.3.7. L'anti-mousse :

Dans la plupart des applications, les lubrifiants sont agités, ce qui provoque la formation de bulles d'air et de mousse, un moussage excessif de l'huile entraîne des défauts de lubrification et une oxydation précoce. [22]

Alors on doit utiliser les additifs anti-mousse qui réduisent le moussage en diminuant la tension de surface du fluide et en facilitant la séparation des bulles de la phase liquide, ces additifs sont très peu solubles dans l'huile et sont donc présents en très petites quantités.

Les produits employés comme anti-mousse sont des silicones tels que le polydiméthylsiloxane (PDMS), ou des polyalkylméthacrylates (PAMA). [19]

I.4.3.8. Additifs divers : d'autres produits sont encore utilisés comme additifs, on peut citer:

- Les additifs d'onctuosité qui agissent par adsorption sur les surfaces du contact et qui sont destinés à diminuer le frottement dans le cas de contact métal-métal. Ce sont des esters gras, alcool gras, amines grasses et acide gras;
- Les additifs anti-rouille qui agissent par absorption sur le métal et formation d'une couche protectrice quasi-imperméable à l'air, à l'eau et aux composés corrosifs. Ces produits sont

des sulfonâtes, naphthénates, des sels d'amines et des acides gras sont parfois incompatibles avec les additifs anti-usures.

I.4.4. Principales classification des huiles lubrifiantes :

Les spécifications de viscosité peuvent être établies à deux fins :

1. Pour l'identification, ce sont alors des spécifications de raffinage ou de fabrication comportant des tolérances plus ou moins larges.
2. Pour les applications, ce sont celles qui sont imposées par les utilisateurs en fonction de la destination ou de l'usage des huiles.

Elles sont données par des fourchettes de viscosité, des maxima et des minima, à certaines températures. [10]

I.4.4.1. Classification ISO:

La classification internationale des huiles industrielles est la classification ISO VG dont chaque classe est repérée par un nombre entier qui correspond sensiblement à la viscosité cinématique en centistokes (mm²/s) du lubrifiant à 40 °C.

Tableau I.3 : Classification ISO des huiles industrielles.

Classe ISO de viscosité	Viscosité cinématique médiane (cSt) à 40°C	Limite de la viscosité cinématique (cSt) à 40°C	
		Min	max
ISOVG 2	2.2	1.98	2.42
ISOVG 3	3.2	2.88	3.52
ISOVG 5	4.6	4.14	5.06
ISOVG 7	6.8	6.12	7.48
ISOVG 10	10	9.00	11.00
ISOVG 15	15	13.50	16.50
ISOVG 22	22	19.80	24.20
ISOVG 32	32	28.80	35.20
ISOVG 46	46	41.40	50.60
ISOVG 68	68	61.2	74.8
ISOVG 100	100	90.00	110.00
ISOVG 150	150	135.00	165.00
ISOVG 220	220	198.00	242.00
ISOVG 320	320	288.00	352.00
ISOVG 460	460	414.00	506.00
ISOVG 680	680	612.00	748.00
ISOVG 1000	1000	900.00	1100.00
ISOVG 1500	1500	1350.00	1650.00

I.4.4.2. La classification SAE:

La classification quasi internationale adoptée pour les huiles moteurs et les huiles pour transmission (engrenages d'automobiles) est celle de la S.A.E (American Society of Automative Engineers), basée sur la viscosité, les grades S.A.E sont définis dans le (tableau I.4) pour les huiles moteurs (Normes SAEJ 300 sept. 80) et dans le (tableau I.5) pour les huiles pour transmission (Normes S.A.E .J 306 mai 89).

Les grades S.A.E sont des nombres dont l'ordre de croissance varie dans le même sens que la viscosité, les nombres S.A.E. suivis de la lettre W (Winter) correspondent à des huiles dont le grade est déterminé à basse température et qui présente une viscosité supérieure ou égale à une valeur minimale à 100 °C.

Certaines huiles peuvent être classées avec deux grades S.A.E. dont l'un est obligatoirement affecté de la lettre « W », ce sont des huiles dites multigrades. Les huiles multigrades présentent une variation de la viscosité avec la température plus faible que les huiles monogrades et leur indice de viscosité généralement supérieur à 100.

Ainsi, une huile moteur dont la viscosité est inférieure à 3500 mPa.s à 20°C qui possède une température limite de pompabilité inférieure à -25°C et dont la viscosité à 100°C est comprise entre 12.5 et 16.3 est une huile S A E 10W40.

Par ailleurs une huile peut satisfaire à plusieurs grades W Ainsi une huile qui satisfait aux grades 10W, 20W et 30 seront définies par le grade SAE 10W30 avec la température plus faible que les huiles monograde et leur indice de viscosité est généralement supérieur à 100.

Il faut encore remarquer que les classifications S A E des huiles moteurs et des huiles pour transmissions sont différentes. Ainsi, une huile pour transmission S A E 90 a la même viscosité à 100°C qu'une huile moteur S A E 40 ou S A E 50. [10]

Tableau I.4 : Classification des huiles moteurs (SAE J300, 1980).

Grade S.A.E	Valeur maximale de la viscosité à la température donnée (a) m.Pa.S = cPo °C	Valeur maximale de la température limite de pompabilité (b) °C	Viscosité à 100°C cSt = mm ² /s	
			mini	Maxi inf à
0 W	3250 à 30	-35	3.8	
5 W	3500 à -25	-30	3.8	
10 W	3500 à -20	-25	4.1	
15 W	3500 à -15	-20	5.6	
20 W	4500 à -10	-15	5.6	
25 W	6000 à -5	-10	9.3	
20			5.6	9.6
30			9.3	12.5
40			12.3	16.3
50			16.3	21.9

- a) cette viscosité est mesurée selon la norme ASTM O2602 sur un viscosimètre de type Couette (Gold cranking simulator) dont la vitesse varie selon la valeur de la viscosité mesurée.
- b) la température limite de pompabilité est mesurée selon la norme ASTM D3829, elle évalue la possibilité pour une huile d'être aspirée et mise en pression par une pompe à huile de moteur lors des démarrages à froid.

Tableau I.5 : Classification des huiles de transmissions (S A E J306 (1981)).

Grade S.A.E	Température maximale pour une viscosité de 150 Pa.s=150000 cPo(c) °C	Viscosité à 100 °C cSt= mm ² /s	
		mini	Max < à
70 W	-35	4.1	
80 W	-26	4	
85 W	-12	11	
90 W		13.5	24
140 W		24	41
250 W		41	

- c) cette température est déterminée selon la norme ASTM D2983 sur un viscosimètre Brookfield.

I.4.4.3. Autres classifications: elles sont nombreuses et utilisent des désignations et des symboles. Exemples: huiles pour circuits hydrauliques, huiles pour engrenages, pour paliers, pour matériels électriques, huiles de coupe...

I.5. les graisses lubrifiantes :

La graisse lubrifiante est un produit de consistance semi fluide par dispersion d'un agent épaississant (savon) ou gélifiant dans une huile lubrifiante minérale ou synthétique, et pouvant comporter divers additifs destinés à lui conférer des propriétés particulières selon les applications visées. En effet, de part sa consistance, la graisse reste en place dans le contact même à l'arrêt, et évite ainsi l'utilisation de circuit de lubrifiants compliqués tout en protégeant bien les surfaces frottantes des agressions du milieu extérieure (rouille, corrosion, abrasion par la poussière, etc.).[10]

Elle contribue aussi à l'étanchéité des mécanismes et permet de simplifier la conception des joints, grâce à cela, elle facilite les possibilités de graissage à vie de nombreux organes (roulements, articulations, câbleries, etc.).

I.5.1. Types de graisses :

I.5.1.1. Graisses à savons :

a) de lithium :

Qui constituent l'essentiel des graisses à roulements et des graisses multifonctionnelles pour l'automobile, à cause notamment de leur très bonne résistance au cisaillement.

b) de calcium :

Pour des applications à plus hautes températures, moins performantes que les graisses au lithium, elles présentent cependant l'avantage d'un excellent comportement en présence d'eau.

c) d'aluminium :

Ne conviennent pas pour la lubrification des roulements, néanmoins, on peut les trouver dans les pivots, articulations, engrenages, grâce à leur qualité d'adhérence et de tenue à l'eau.

d) de sodium :

Qui ne sont guères utilisées à cause de leur sensibilité à l'eau.

e) savons métalliques :

Obtenus par réaction d'un acide gras sur un mélange de deux bases pratiquement toujours les hydroxydes de calcium, et de lithium, assez bonne résistance au cisaillement mécanique, bonne tenue à l'eau, température maximale d'utilisation intermédiaire.

I.5.1.2. Graisses sans savons :

On distingue trois catégories (types):

- 1- graisse à base de silico-aluminates (argiles).
- 2- graisse à base de polyurées aromatiques.
- 3- graisse à base de silice colloïdale (gel de silice).

I.5.2. Classification :

Le grade NLGI (Nationale Lubricant Grease Institute) est la classification la plus usuelle.

Tableau I.6 : Classification NLGI des graisses et leurs applications.

Dureté NLGI	Applications
0	graisse très liquide qui coule facilement.
1	réservé aux systèmes de lubrification centraux à basse température (< à 30°C, NLGI 1)
2	usage le plus courant, roulements scellés et lubrifiés à vie.
3	même que NLGI 2, mais pour des températures plus élevées.
4	applications spéciales à température élevée.

I.6. Régimes de lubrification :

Les différents régimes de lubrification ont été présentés pour la première fois par Richard Stribeck en 1902. Lorsque deux surfaces lubrifiées sont en frottement, il existe trois régimes de lubrification, Ces régimes dépendent de la charge appliquée, de la vitesse de glissement des deux surfaces, de la viscosité du lubrifiant, de la géométrie du contact et de l'état de rugosité des surfaces. La (Figure I.12) représente une courbe de Stribeck schématisée décrivant l'évolution du coefficient de frottement μ entre deux surfaces en contact sous une charge N , glissant à une vitesse V et avec un lubrifiant de viscosité η . Cette courbe permet de définir les trois régimes de lubrification suivant l'épaisseur du film (d) de lubrifiant par rapport à la rugosité des surfaces (R). [23]

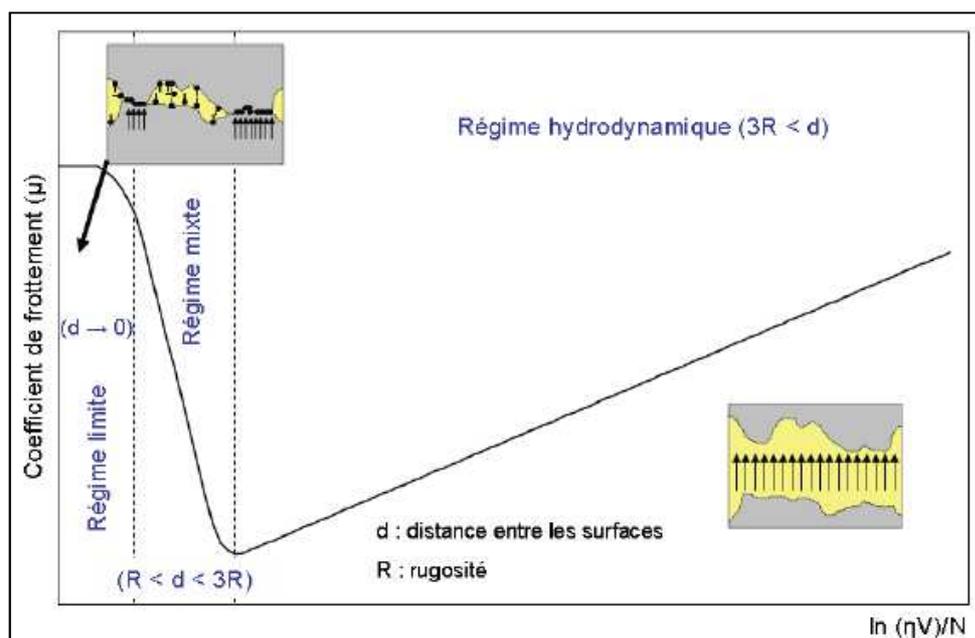


Figure I.12 : Courbe de Stribeck. [23]

- **Le régime hydrodynamique** [24] correspond à un film épais et continu qui sépare complètement les deux surfaces en frottement. Le lubrifiant visqueux est entraîné dans le contact qui forme un espace convergent dans lequel se développe une pression hydrodynamique. Cette pression permet la séparation totale des surfaces du contact et équilibre la charge. Dans ce régime, l'usure et le coefficient de frottement sont faibles.

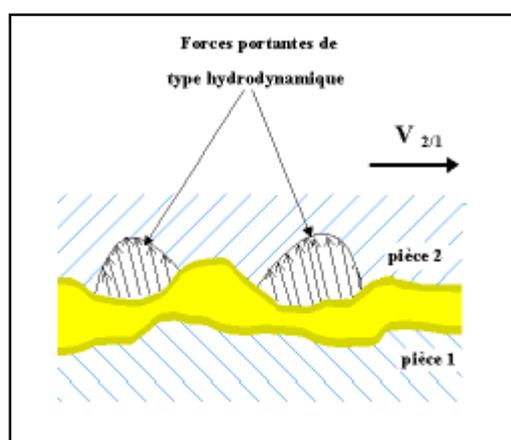


Figure I.13 : Régime hydrodynamique.

- **Régime hydrostatique** est une forme de lubrification hydrodynamique où le film est forcé par une pression externe, générant un écoulement fluide (liquide ou gazeux) sous pression dans le palier, plutôt que pour le déplacement relatif des surfaces. La pression de contact en HS est faible (typiquement moins que 100MPa) car la charge supportée est répartie sur une grande surface. Les paliers hydrostatiques peuvent supporter des masses importantes pouvant se déplacer à très faible vitesse avec une force minimale.

Ces supports de friction statique nulle sont utilisés. Par exemple, pour les grands télescopes et les installations des radars. A des pressions plus élevées, la viscosité du lubrifiant augmente et cela se vérifie en lubrification élastohydrodynamique.

- **Régime élastohydrodynamique (EHD)** est associé à des contacts non-conformes, c'est-à-dire impliquant des points ou lignes de contact avec des pressions élevées dans les éléments de roulement, d'engrenages, d'embrayages et des cames-poussoirs.
- **Le régime limite** est atteint lorsque les vitesses sont faibles ou lorsque les conditions de contact deviennent sévères (forte charge, rugosité importante). Le film n'est plus suffisamment épais, ce sont alors les aspérités qui supportent la totalité de la charge. Dans ce régime, l'usure et le frottement sont importants; ainsi le coefficient de frottement est compris entre 0,05 et 0,15 selon la nature du lubrifiant et des matériaux formant le contact. [23 24]

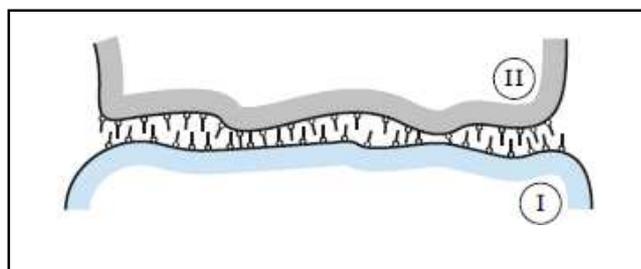


Figure I.14 : Régime limite.

- **Le régime mixte** est un régime intermédiaire entre le régime hydrodynamique et le régime limite. Le film d'huile n'est plus suffisamment épais par rapport à la rugosité pour éviter les contacts entre aspérités. Le film est ainsi discontinu et c'est à la fois le film et les aspérités qui supportent les charges. [23]

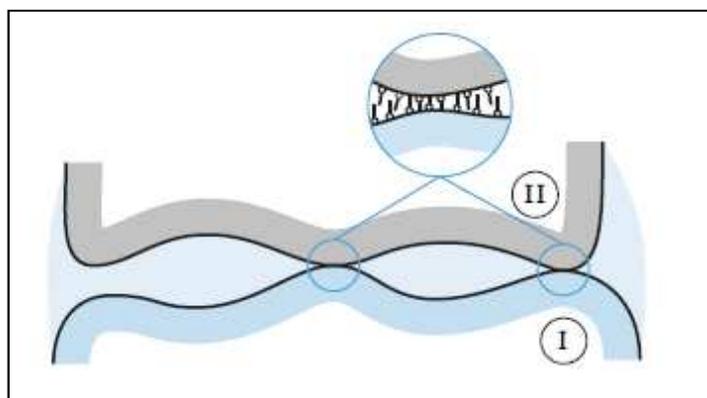


Figure I.15 : Régime mixte. [24]

I.7. Modes de lubrification:

I.7.1. Principaux dispositifs de lubrification à l'huile :

I.7.1.a. La lubrification par barbotage ou par bain d'huile:

La lubrification par bain d'huile (Figure I.16) est le procédé le plus simple et la plus usuelle, une partie du mécanisme en mouvement (roue dentée, composants rotatifs du roulement, ...) trempe dans le bain et emporte par adhérence de l'huile vers les points à lubrifier. La quantité d'huile du bain doit être suffisante et tenir compte des conditions de service : calories à évacuer, éviter les vidanges trop rapprochées, etc. A cet effet le respect du niveau d'huile est recommandé. Avec des vitesses de rotation élevées, le niveau d'huile peut baisser de manière significative et le palier peut être rempli de façon excessive par le niveau d'huile automatique. [25]

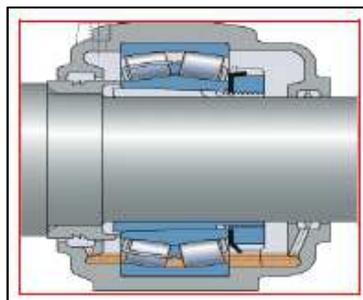


Figure I.16 : Lubrification à bain d'huile. [26]

I.7.1.b. La lubrification par barbotage et projections:

C'est une variante de la précédente. Le mouvement des composants (engrenages...) doit être assez rapide (effet centrifuge) pour, qu'après trempage, le débit des projections soit suffisant. L'huile projetée sur les parois ruisselle et peut être recueillie (cuvettes, renvois, larmiers...) puis dirigée (canaux) vers les parties à lubrifier.

I.7.1.c. La lubrification par circulation d'huile (sous pression) :

Aux vitesses élevées, la température de fonctionnement augmente et l'huile vieillit plus rapidement. Pour éviter les changements d'huile fréquents et garantir un flux constant, il est recommandé d'appliquer la lubrification par circulation (Figure I.17). La circulation est mise en œuvre habituellement à l'aide d'une pompe lubrifie en même temps plusieurs zones ou points, sur une ou plusieurs machines. Le débit d'huile, constant, arrivant en chaque point à lubrifier peut être réglé (soupapes, buses d'injection...) et calculé au plus juste pour assurer la lubrification et le refroidissement. Des échangeurs de chaleur (système réfrigérant), des systèmes de filtration et parfois des systèmes de régénération peuvent être ajoutés à l'installation. [27]

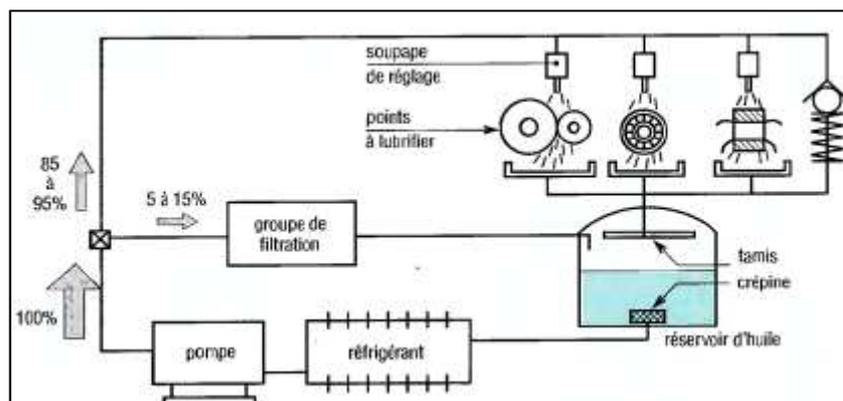


Figure I.17 : Principe de lubrification par circulation d'huile. [28]

I.7.1.d. La lubrification air-huile :

C'est le graissage centralisé appliqué à l'huile. De très faibles quantités d'huile (à la place de la graisse) ou doses sont injectées à intervalles réguliers (minuterie ou programmateur) dans un réseau de canalisations puis acheminées par de l'air comprimé vers les points à lubrifier. En fin de course, un ajutage ou "trou calibré" délivre la quantité d'huile strictement nécessaire. Un système de drainage doit être installé pour récupérer l'huile en fin de cycle.

I.7.1.e. Lubrification par brouillard d'huile :

Elle est utilisée aux vitesses très élevées (roulements, engrenages...) mais aussi dans les réseaux pneumatiques (lubrificateurs).

- **Principe :** un débit constant d'air comprimé aspire et pulvérise une certaine quantité d'huile sous forme de très fines gouttelettes. Le brouillard ainsi constitué est amené (réseau de canalisations) près des points à lubrifier. En ces points, des rétrécissements (raccords de condensation ou tuyères) condensent l'huile sous forme de gouttes plus grosses directement utilisables pour la lubrification. le débit d'air permet aussi le refroidissement et participe à l'étanchéité du dispositif en repoussant les particules étrangères. [27]

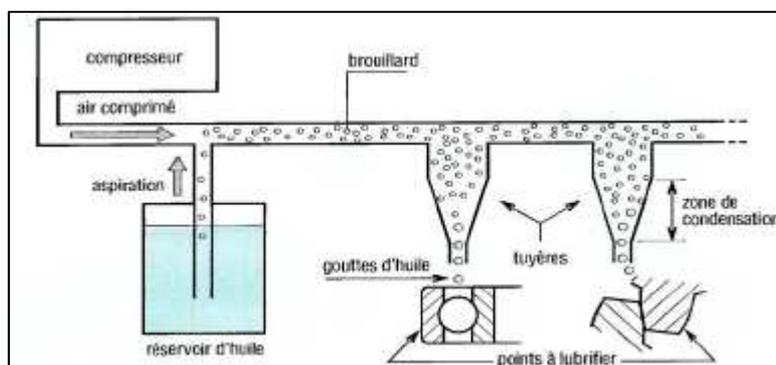


Figure I.18: Principe de lubrification par brouillard d'huile. [28]

I.7.2. Principaux dispositifs de graissage:

I.7.2.a. Graissage par garnissage au montage:

Solution simple et usuelle, le graissage peut être à vie ou périodique, avec regarnissage après démontage et nettoyage lors des opérations de maintenance, la quantité de graisse prévue doit être suffisante, compte tenu de la durée de vie attendue et des conditions de fonctionnement (température.....).

I.7.2.b. Utilisation des graisseurs:

Les graisseurs permettent le regraissage périodique sans démontage du dispositif. Pour éviter les excès de graisse, il y a lieu de prévoir des systèmes d'évacuation, en particulier pour la graisse usagée (chicanes, soupape à graisse, bouchon de vidange). L'emploi des graisseurs automatique diminue le nombre des interventions et garantit un graissage régulier.

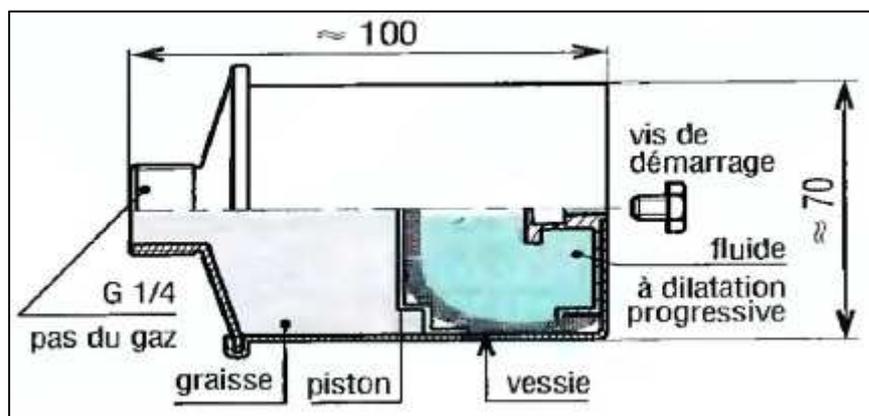


Figure I.19 : Exemple de graisseur automatique.

I.7.2.c. Graissage centralisé:

Complètement automatisé, il est intéressant lorsque les points à lubrifier sont nombreux, jusqu'à plusieurs milliers, ou lorsque l'accès est difficile ou impossible. Il diminue les risques d'accident, les oublis, et évite l'arrêt des installations.

Le lubrifiant est envoyé sous pression, par intermittence, vers des distributeurs doseurs ou nourrices par une pompe avec réseau de canalisation. Les distributeurs doseurs, installés près des points à graisser, fournissent ensuite la dose prévue en chaque point. [28]

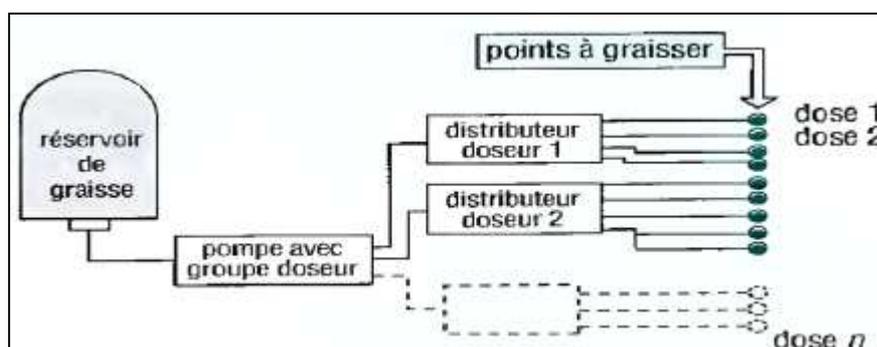


Figure I.20 : Installation simplifiée de graissage centralisé.

I.8. Conclusion :

Au cours de ce chapitre nous avons présenté les machines tournantes et leurs éléments constitutifs. Le rotor, pièce maîtresse d'une machine tournante tourne autour d'une ligne de rotation.). Le guidage en rotation d'un rotor est assuré par des liaisons (les paliers fluides hydrodynamiques). Les engrenages, les roulements, les arbres, ... sont les plus importants organes dans les machines tournantes lubrifiées qui assurent plusieurs fonctions principales.

La lubrification est une opération indispensable dans les machines tournantes car elle permet d'augmenter le rendement et la durée de vie de ces derniers.

Cette étude bibliographique nous a permis de souligner l'importance des lubrifiants dans le fonctionnement des machines tournantes. Leur rôle est de séparer au mieux les organes mobiles tout en réduisant les frottements pour limiter l'usure des pièces métalliques, de refroidir ces pièces en évacuant la chaleur, de réduire les pertes d'énergie mécanique, de protéger contre la corrosion.

Nous avons présenté les huiles lubrifiantes à des bases diverses actuellement utilisées dans les mécanismes lubrifiés, et l'influence des additifs sur les propriétés de ces bases.

On a aussi présenté la propriété la plus importante des huiles lubrifiantes qui est la viscosité et ses variations avec les conditions de fonctionnement tel que la température, la pression et le taux de cisaillement.

A la fin de ce chapitre nous avons présenté les principales classifications des lubrifiants, les régimes de lubrification, ainsi que les différents dispositifs de lubrification.

Chapitre II

Analyse des défauts vibratoires liés à la qualité du lubrifiant

II.1. Introduction :

L'utilisation de différentes machines tournantes existantes nécessite un suivi de comportement visant à garantir la sécurité, la qualité des produits, la disponibilité des installations, et la minimisation des coûts d'exploitation.

Plusieurs méthodes de surveillance ont été proposées dans la littérature. Dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle, l'**analyse vibratoire** est une technique très répandue. Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée et permettent de suivre son évolution dans le temps sans effectuer le démontage de la machine. C'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser.

Un autre moyen efficace de surveillance l'**analyse de lubrifiant** permet de noter les anomalies de fonctionnement des machines tournantes (incriminer un organe de l'installation), renseigne sur l'état de l'équipement sans démontage de la machine. Les modifications des caractéristiques d'un lubrifiant peuvent être de deux natures principales : la *dégradation*, liée à l'oxydation du lubrifiant, ou la *contamination*, liée à la présence de débris d'usure provenant des organes de la machine [29 30].

La première partie de ce chapitre traite les notions de base d'une vibration et les techniques de surveillance d'une part, d'autre part une petite étude permet de recenser les défauts vibratoires susceptibles d'apparaître sur une machine tournante avec présentation du défaut lié au lubrifiant (tourbillon d'huile) d'une manière plus exhaustive ainsi que les types de défauts qui sont liées à la lubrification.

Dans la deuxième partie nous présenterons les différents moyens d'analyse du lubrifiant.

II.2. Les stratégies de maintenance:

D'après l'Afnor (NF X 60-010) : La maintenance est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé. [31]

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

- **La maintenance corrective** effectuée après une défaillance ; c'est le dépannage, la réparation ; cette maintenance est dite également curative.
- **La maintenance préventive systématique** effectuée selon un échéancier établi.
- Afin de minimiser les temps d'immobilisation et de révision, le procédé de maintenance adopté est celui de **maintenance préventive conditionnelle** : maintenance préventive subordonnée à un type d'événement prédéterminé (niveaux de signaux issus de capteurs, bruits émis, mesure d'usure...) révélateur d'un état de dégradation du bien. Ainsi, le système n'est arrêté que lorsqu'il existe une certaine probabilité de défaillance, définie par l'analyse de niveaux d'indicateurs issus de mesures et établis en permanence au cours du fonctionnement. [29]

Cette politique étant propre à chaque entreprise, elle doit tenir compte de la complémentarité des méthodes correctives et préventives [32]. Les paramètres dont il faut tenir compte pour l'élaboration de cette politique sont d'ordre économique et humain.

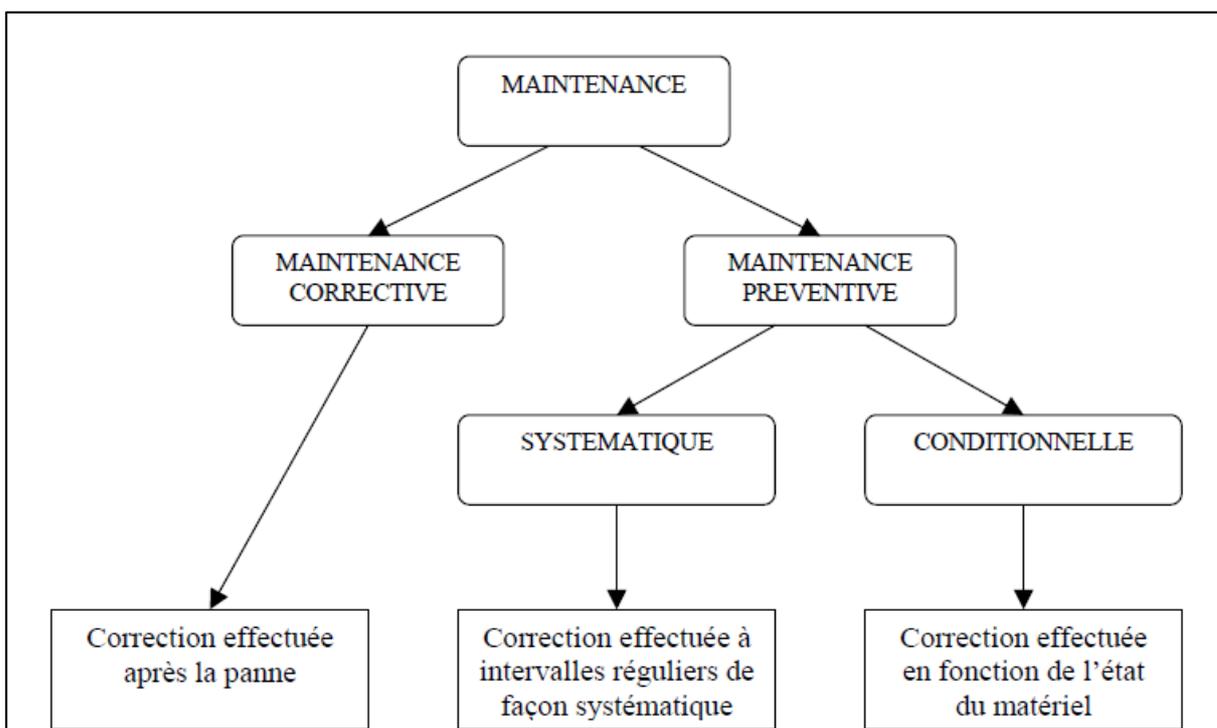


Figure II.1 : Les différents types de maintenance.

II.3. Vibrations des machines tournantes :

II.3.1. La surveillance et le diagnostic :

Le schéma de la (Figure II.2) présente, de façon simplifiée, l'analyse vibratoire réalisée à partir de mesures effectuées sur les parties fixes des machines surveillées.

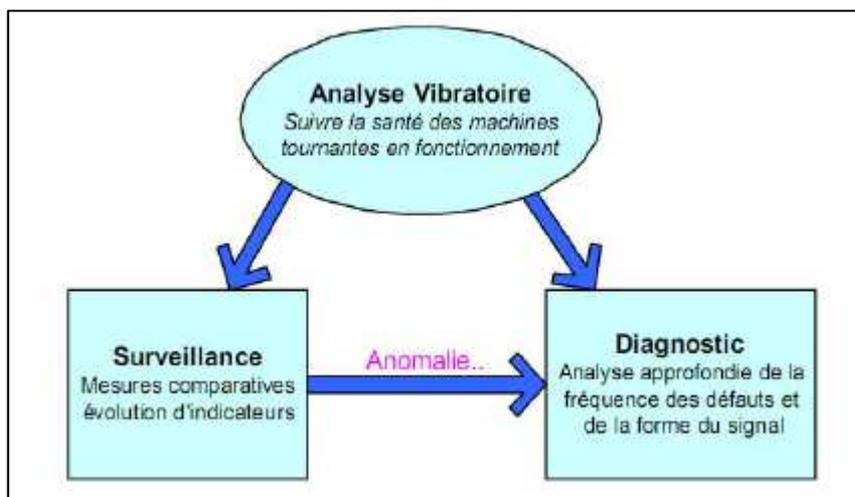


Figure II.2 : Déroulement d'une analyse vibratoire

On distingue communément deux principales activités :

- **La surveillance** : le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence, constituant la signature, alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable. Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée.
- **Le diagnostic** : il met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés. Il fait suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance et il permet de désigner l'élément de la machine défectueux. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. Le diagnostic fait appel à des connaissances approfondies en mécanique et une formation spécifique en analyse du signal. [33]

II.3.2. Notions et généralités sur les vibrations:

L'organisation Internationale de Normalisation (ISO) a édité en Août 1990 une révision de la norme ISO 2041, définissant la notion de vibration: variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence.

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position d'équilibre ou de référence. Une vibration se caractérise principalement par sa fréquence, son amplitude et sa nature (c'est à dire leur caractère périodique, impulsionnel ou aléatoire), (Figure II.3). [30]

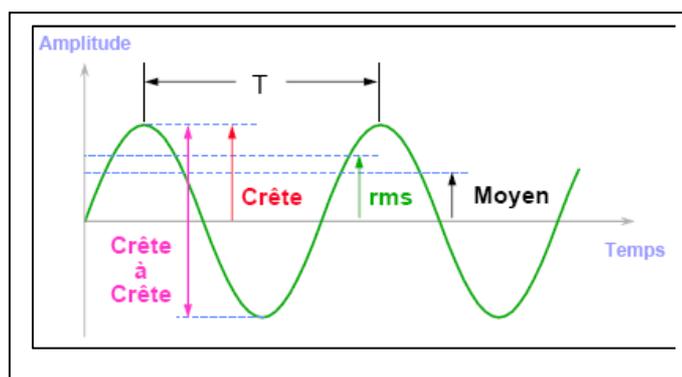


Figure II.3 : La représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale)

- La valeur maximale **Xc** (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.
- La valeur crête à crête **Xcc** : c'est la somme des deux valeurs crêtes pour les sens positif et négatif.
- La valeur moyenne absolue **Xmoy** : c'est la moyenne du signal redressé sur une période ; elle est peu utilisée car elle n'est pas reliée directement à une grandeur physique,

$$X_{\text{moyenne}} = \frac{1}{T} \int_0^T |X(t)| dt \quad (\text{II. 1})$$

- La valeur efficace RMS (Root Mean Square) : c'est l'image de l'énergie contenue dans un signal. Elle est exprimée en unité physique (m/s², m/s, m ou g pour les vibrations par exemple). Elle est très bien adaptée pour les composantes déterministes du spectre (raies pures). La valeur efficace se détermine par la formule suivante :

$$X_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T X^2(t) dt} \quad (\text{II. 2})$$

- La **période T** : durée correspondant à l'intervalle du temps entre deux positions successives identiques; L'unité s'exprime en secondes (s).
- La **fréquence f** : est le nombre de cycles par seconde, et qui est l'inverse de la période ($f = 1/T$) ; L'unité est le Hertz (Hz).

Il faut remarquer que l'amplitude nous renseigne sur l'importance du défaut surveillé, alors que la fréquence nous renseigne sur son origine. [34]

On classe généralement les vibrations d'après l'évolution de la variable considérée dans le temps (périodicité). On distingue trois (03) types de vibrations.

II.3.2.1. Vibration harmonique :

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude-temps est représenté par une sinusoïde.

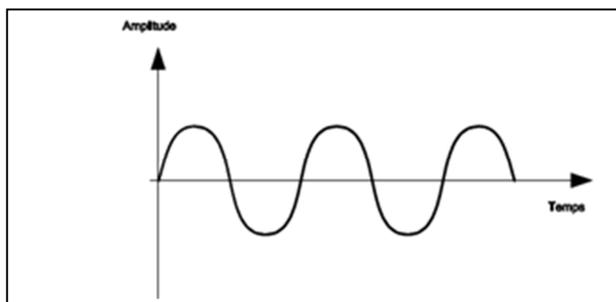


Figure II.4 : Vibration harmonique [35]

L'équation de mouvement de ce type de vibration est donnée par la formule :

$$X(t) = X \sin(\omega t + \varphi) \quad (\text{II. 3})$$

Avec :

ω : La pulsation, $\omega = 2\pi f$ exprimée en rad/s.

φ : Phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps.

II.3.2.2. Vibration périodique :

Une vibration périodique est une vibration qui se produit exactement après un certain temps, appelé 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.

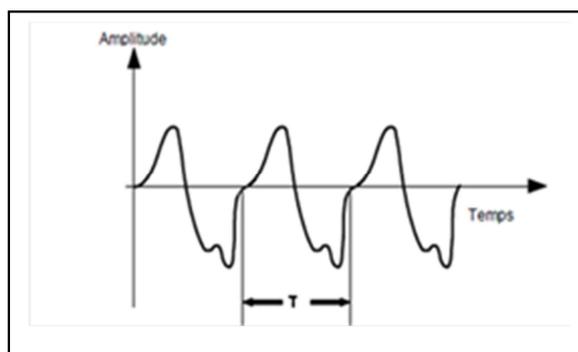


Figure II.5 : Vibration périodique [35]

Elle est décrite par l'équation :

$$X(t) = \sum_{i=1}^n [X_i \cdot \sin(\omega_i t + \varphi_i)] \quad (\text{II. 4})$$

II.3.2.3. Vibration aléatoire apériodique (choc) :

Une vibration apériodique 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.

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. [34]

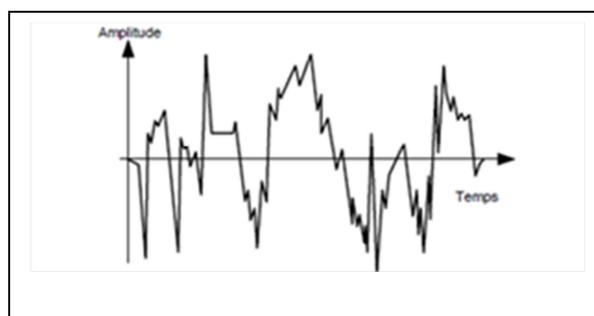


Figure II.6 : Vibration apériodique [35]

Elle est décrite par l'équation :

$$X(t) = \sum_{i=1}^{\infty} [X_i \cdot \sin(\omega_i t + \varphi_i)] \quad (\text{II. 5})$$

II.3.3. Les grandeurs de mesures :

Une vibration mécanique [36] peut être mesurée selon les trois grandeurs suivantes :

II.3.3.1. Déplacement :

On constate que le déplacement est inversement proportionnel au carré de la fréquence, c'est-à-dire plus la fréquence augmente plus le déplacement du mouvement vibratoire diminue, C'est la raison pour laquelle la mesure en mode déplacement n'est généralement utilisée que pour mettre en évidence des phénomènes basses fréquences ($f \leq 100$ Hz). L'unité couramment utilisée est le micromètre [μm].

II.3.3.2. Vitesse vibratoire :

La mesure en mode vitesse permet d'observer correctement les phénomènes dont la fréquence n'est pas trop élevée, c'est à dire ne dépassant pas 1000 Hz (passage de pales d'un ventilateur ou d'une pompe, engrènement sur réducteur, défauts de roulements dans le cas d'écaillage localisé,...) et bien évidemment les défauts des lignes d'arbres (déséquilibre, désalignement, déformation, instabilité, frottement, etc.), étant donné que la vitesse est inversement proportionnelle à la fréquence. Plus la fréquence augmente, plus la vitesse diminue. L'unité couramment utilisée est le millimètre par seconde (mm/s).

II.3.3.3. Accélération vibratoire :

La mesure en mode accélération (représentative des forces dynamiques) permet de mettre en évidence des phénomènes dont les fréquences sont élevées (engrènement sur un multiplicateur, passage d'encoques sur un moteur,...) ou qui génèrent des signaux impulsionnels de courte durée, riches en composantes haute fréquence (écaillage de roulement, jeu, cavitation,...). Ce dernier paramètre ne dépend pas de la fréquence. C'est le paramètre privilégié en analyse vibratoire. Les unités couramment utilisées sont le mètre par seconde au carré (m/s^2) ou le (g) g étant l'unité d'accélération de la pesanteur. En mesure de vibrations, la valeur retenue est : $1g = 9,807 m/s^2$.

Il faut également noter qu'il existe une relation mathématique entre déplacement, vitesse et accélération.

La vitesse n'étant que l'expression d'une distance parcourue en temps donné, et l'accélération n'étant que l'expression d'une variation de vitesse par unité du temps, il s'ensuit que, mathématiquement, la vitesse est définie comme étant la dérivée du déplacement et l'accélération comme la dérivée de la vitesse. [30]

$$X(t) = A \sin (2\pi. ft) \quad (II. 6)$$

$$V(t) = \frac{dX}{dt} = 2\pi. fA \cos (2\pi ft) \quad (II. 7)$$

$$\gamma(t) = \frac{d^2X}{d^2t} = -(2\pi. ft)^2 A \sin (2\pi. ft) \quad (II. 8)$$

On choisira donc préférentiellement la grandeur (Figure II.7) déplacement pour détecter des phénomènes basse fréquence [15] et la grandeur accélération pour les phénomènes haute fréquence.

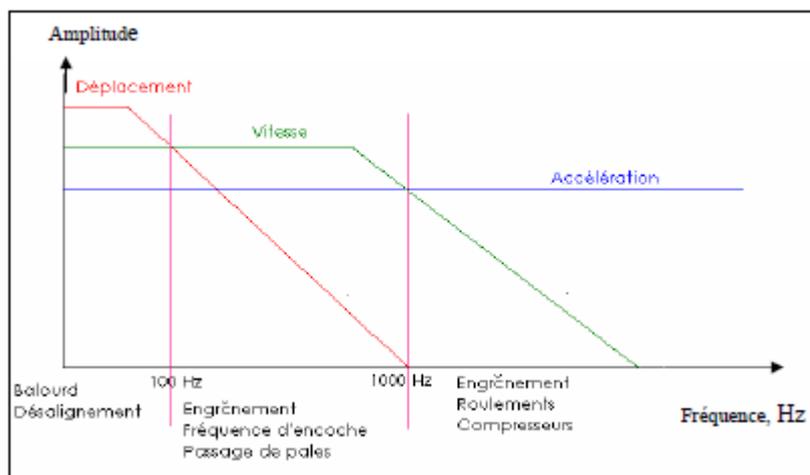


Figure II.7 : Relation accélération, vitesse, déplacement

II.3.4. Choix du mode d'investigation :

L'analyse des signaux donne des informations [15] sur les dégradations internes. Il existe deux niveaux d'investigation : la mesure de niveau global et l'analyse spectrale.

II.3.4.1. La mesure du niveau global :

La méthode du niveau global, consiste à apprécier le niveau vibratoire de la machine en mesurant la valeur efficace de ces vibrations et de la comparer aux seuils de jugement préconisés par les normes. Selon la norme AFNOR E90-30, l'intensité vibratoire est une grandeur caractérisant de façon simple et globale, l'état vibratoire d'une machine. La mesure du niveau global permet de détecter la présence d'un défaut, mais ne permet pas de détecter la source du défaut. Elle permet d'exécuter une surveillance basée sur l'appréciation des amplitudes dans une bande de fréquences donnée, qui à son tour s'effectue de façon continue et les valeurs mesurées sont couramment actualisées.

En effet, cette méthode consiste à relever les mesures globales sur un équipement lorsqu'il est réputé fonctionner de manière satisfaisante (rendement, consommation, disponibilité,...etc.). Cet état est dit de référence [37]. Dans la pratique, on compare les valeurs réelles des paramètres vibratoires surveillés avec les consignes fixées afin d'établir les critères d'alarme et de danger, ou encore résultant de mesures précédentes pour déceler une évolution significative d'une dégradation.

Cependant, si la mesure du niveau global permet de suivre de manière fiable une machine, elle ne permet pas d'établir un diagnostic. En effet, sous une seule valeur (en déplacement, vitesse ou accélération) tous les phénomènes mécaniques (balourd, lignage,

engrènement, roulement) sont confondus, (Figure II.8). Cependant, la mesure simultanée de ces trois niveaux globaux, où au moins deux niveaux globaux de déplacement et d'accélération permettent d'émettre un avis sur la situation du phénomène en fréquence (phénomène d'origine basses ou hautes fréquences). Tout cela montre que cette mesure permet de porter un jugement simple mais grossier sur l'état d'une machine, sans préjuger de l'origine des éventuels défauts. Il faut remarquer que ce mode de relevés est simple, pratique, rapide, peut coûteux et permet de repérer la plupart des machines, cependant, ne permet pas d'établir un diagnostic. C'est pourquoi, ce mode de relevés est souvent utilisé comme premier criblage, capable d'identifier un équipement en fonctionnement anormal. [34]

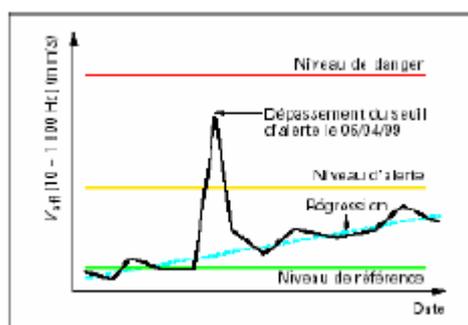


Figure II.8 : Mesure du niveau global.

II.3.4.2. L'analyse spectrale (en fréquence) :

La mesure de la sévérité vibratoire permet de savoir si le comportement vibratoire d'une machine dépasse les limites admissibles. Mais au vu des résultats, il n'est pas possible d'émettre une hypothèse sur les causes et les excitateurs de vibration. Ces informations ne pourront être obtenues qu'en réalisant une analyse en fréquence.

Le diagnostic vibratoire se base sur l'identification du phénomène mécanique, à la fréquence de la vibration qu'il génère. Pour cela il faut donc représenter la vibration dans l'espace des fréquences ; cette opération se réalise mathématiquement en effectuant une transformée de FOURIER du signal temporel vibratoire. Le résultat est appelé SPECTRE fréquentiel. Chaque composant du spectre correspond à une fréquence caractéristique bien définie (déséquilibre, résonance, engrènement, lignage...). L'analyse en fréquence s'effectue en général lorsque le niveau vibratoire de la machine est jugé supérieur au seuil admissible.

II.3.5. Méthodes d'analyse des vibrations :

II.3.5.1. Les indicateurs temporels :

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal à travers des indicateurs dits "globaux". Ces indicateurs évaluent l'état de fonctionnement global des

équipements mais ne localisent pas le défaut. Ce sont des méthodes utiles à la surveillance. De nombreux indicateurs existent dans la littérature et certains sont le résultat de la combinaison de plusieurs d'entre eux, [38], c'est pourquoi nous ne présenterons ici que les plus courants.

- **La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square) :**

C'est un indicateur scalaire « large bande » très utilisé bien qu'il présente des inconvénients. Il est sensible à l'effet de masque, c'est à dire qu'il peut s'avérer inefficace à l'apparition de certains défauts et il s'écrit sous forme discrétisée :

$$V_{efficace} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (\text{II. 9})$$

Où $x(n)$ est le signal temporel mesuré, N_e représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Son efficacité dépend de son bon paramétrage en termes de bandes de fréquences d'analyse liées à la structure même des machines. [39]

- **Les indicateurs crêtes et le Kurtosis :**

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques comme le facteur crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsionnels telles que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes (supérieures, inférieures ou crêtes à crêtes) du signal temporel mesuré. Les plus utilisés sont le facteur crête [38], défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace, et le facteur K comme étant le produit entre la valeur crête et la valeur efficace.

$$\text{Facteur crête} = \frac{\sup|x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}} \quad (\text{II. 10})$$

$$\text{Facteur K} = \sup|x(n)| \cdot \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (\text{II. 11})$$

Le Kurtosis permet d'analyser les répartitions d'amplitude dans un signal temporel. Il est défini comme le rapport du moment d'ordre 4 de la distribution temporelle sur le carré de la puissance.

$$\text{Kurtosis} = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (\text{II. 12})$$

Où M_4 et M_2^2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2, $x(n)$ est le signal temporel, \bar{x} est la valeur moyenne des amplitudes, N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal. [39]

II.3.5.2. Les méthodes fréquentielles :

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre. Elles sont souvent utilisées pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques.

- **Le spectre (analyse en fréquence) :**

L'analyse « en fréquence » est devenue l'outil fondamental pour le traitement des signaux vibratoires. Elle s'appuie sur la transformée de Fourier, qui permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel. Cette représentation permet de connaître le contenu spectral d'énergie ou de puissance, présent dans le signal à la fréquence f , et donc de détecter la présence d'un défaut générant un choc périodique à une fréquence de défaut. La comparaison de cette fréquence avec celle des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques) sur le roulement permet sa localisation [40]. Dans la pratique, on utilise la transformée de Fourier discrète rapide (FFT) (équation II. 13) sur des signaux numérisés :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi f t} dt \quad (\text{II. 13})$$

Où $X(f)$ est la transformée de Fourier, t est la variable temps, f est la variable fréquence.

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e) e^{-j2\pi k \frac{n}{N}} \quad (\text{II. 14})$$

Où $X(k\Delta f)$ est la transformée de Fourier discrète rapide, t_e est la période d'échantillonnage du signal temporel, n est le numéro de l'échantillon, k est le numéro de la ligne fréquentielle, Δf est l'intervalle entre deux raies fréquentielles, N est le nombre d'échantillons prélevés.

- **Le cepstre :**

Le cepstre se définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier.

$$C[s(t)] = TF^{-1} \log|TF[s(t)]|^2 \quad (\text{II. 15})$$

Il a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs adaptés à la détection précoce des défauts induisant, à des stades plus ou moins avancés, des énergies vibratoires que les indicateurs issus de techniques traditionnelles mettraient difficilement en évidence. Le cepstre et ses dérivées représentent les amplitudes des composantes dont les fréquences correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est largement utilisé pour la détection de défauts d'engrenages et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements.

- **Analyse d'enveloppe :**

L'analyse d'enveloppe est une méthode qui permet de détecter des chocs périodiques à partir des résonances de structure. En effet, pour des défauts tels que les écaillages de roulement, les harmoniques peuvent exciter un mode de résonance de structure.

L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure. [40]

II.3.6. Groupes des machines et seuils de jugement :

Selon les critères puissance et fondation, les groupes des machines sont définis comme suit :

- **Groupe I :**

Éléments de moteurs ou de machines qui, dans leurs conditions normales de fonctionnement, sont intimement solidaires de l'ensemble d'une machine (par exemple moteur électrique produit en série, puissance jusqu'à 15 KW).

- **Groupe II :**

Machines de taille moyenne (en particulier moteurs électriques de puissance comprise entre 15 et 75 KW) sans fondations spéciales. Moteurs montés de façon rigide ou machines (puissance jusqu'à 300 KW) sur fondations spéciales.

- **Groupe III :**

Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations lourdes et relativement rigides dans la direction des vibrations.

- **Groupe IV :**

Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations relativement souples dans la direction des vibrations (par exemple groupes turbogénérateurs, particulièrement ceux qui sont installés sur des fondations légères).

La norme ISO 2372 propose pour chacun des groupes des seuils de jugement qui déterminent les domaines suivants (tableau II.1) :

- Bon.
- Moyen (admissible).
- Limite (encore admissible).
- Mauvais (inadmissible).

Tableau II.1 : Niveaux vibratoires admissibles sur les machines tournantes AFNOR E 90 300(ISO 2372)

Niveaux vibratoires admissibles (mm/s en RMS)		Groupe I		Groupe II		Groupe III		Groupe IV	
Amplitude efficace de la vitesse vibratoire (mm/s) [10 ; 1000] Hz	28 -		Mauvais		Mauvais		Mauvais		Mauvais
	18 -		Mauvais		Mauvais		Mauvais	18.0	Limite
	11.2 -		Mauvais		Mauvais	11.2	Limite		Limite
	7.1 -		Mauvais	7.1	Limite		Limite	7.1	Moyen
	4.5 -	4.5	Limite		Limite	4.5	Moyen		Moyen
	2.8 -		Limite	2.8	Moyen		Moyen	2.8	Bon
	1.8 -	1.8	Moyen		Moyen	1.8	Bon		Bon
	1.12 -		Moyen	1.12	Bon		Bon		Bon
	0.71 -	0.71	Bon		Bon		Bon		Bon
	0.45 -		Bon		Bon		Bon		Bon

Ces seuils ne sont qu'une proposition basée sur une statistique regroupant de très nombreuses machines de types très différents. Il est de la responsabilité de l'utilisateur d'affiner ces seuils machine par machine, en fonction de leur historique. Ces seuils pourront ainsi être modifiés à la baisse ou à la hausse. [30]

II.4. Etude théorique des défauts vibratoires des machines tournantes:

II.4.1. Le déséquilibre massique des rotors (Balourds):

Un balourd est une dissymétrie de masse par rapport à l'axe de rotation. Car en pratique, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor. Il en résulte que l'arbre en rotation est soumis à des forces centrifuges qui le déforment. Ces défauts se traduisent par des vibrations liées à la vitesse de rotation. En général, ce déséquilibre peut provenir de défauts d'usinage, de montage, d'altérations mécaniques et thermiques (Figure II.9).

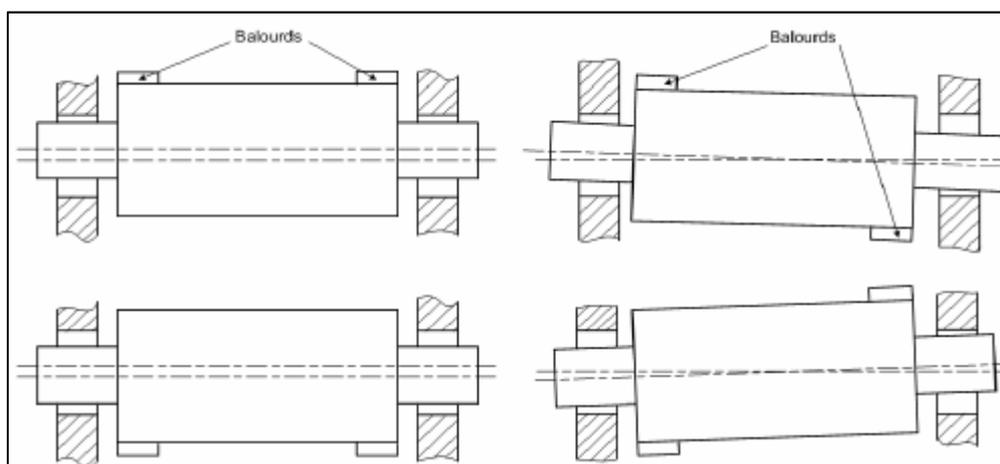


Figure II.9 : Défaut de balourd [41]

Les fréquences caractérisant ce défaut sont lesquelles correspondent aux $(1, 2, 3, \dots) \cdot Fr$ (Fr : fréquence de rotation de l'arbre). Le défaut de balourd n'est pas directionnel, on recueille le même signal dans toutes les directions radiales (verticale, horizontale et oblique).

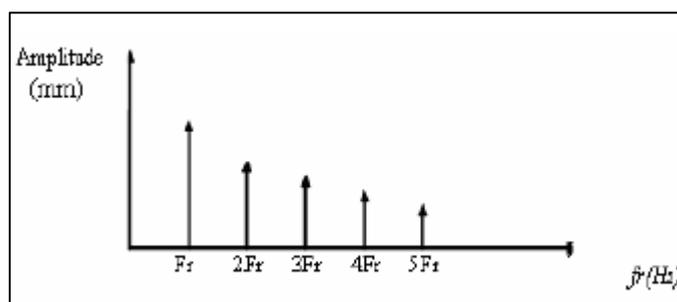


Figure II.10 : Image vibratoire d'un défaut de balourd. [42]

II.4.2. Le désalignement :

Il concerne soit deux arbres liés par un accouplement (l'arbre moteur et l'arbre récepteur ne sont pas parfaitement alignés), soit deux paliers soutenant le même axe.

➤ Défaut d'alignement d'arbres accouplés :

Les axes des deux rotors peuvent présenter un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou un désalignement radial ou la combinaison des deux.

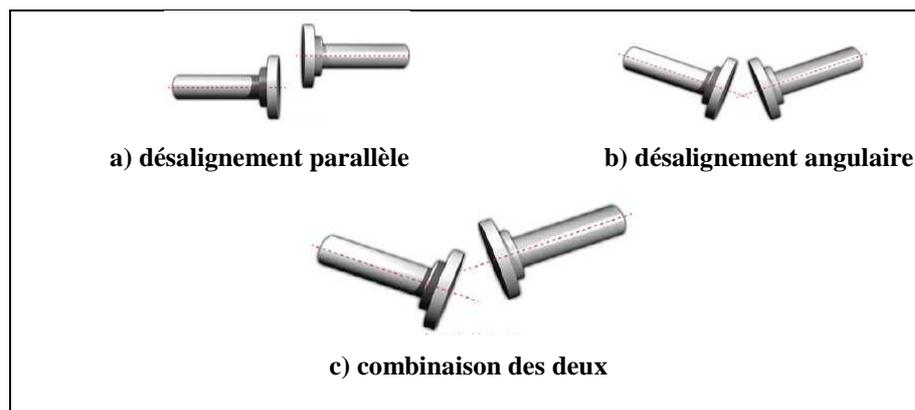


Figure II.11 : Le défaut d'alignement des arbres.

➤ Défaut de désalignement des paliers:

Les axes des deux paliers d'un même corps de la machine ne sont pas concentriques. Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation de châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques), qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor [43 44].

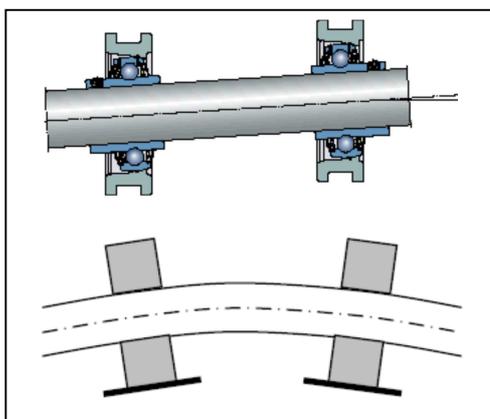


Figure II.12 : Défaut de désalignement des paliers

En conséquence, ces défauts engendrent des vibrations dans la direction radiale et axiale, et sur le spectre elles se traduisent par (Figure II.13) :

- Dans la direction radiale : L'existence de composantes d'ordre 2, 3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celle de la composante d'ordre 1 ;
- Dans la direction axiale : L'existence des composantes d'ordre 1, 2 ou 3 de la fréquence de rotation dont les amplitudes sont supérieures à celles des composantes radiales. [41]

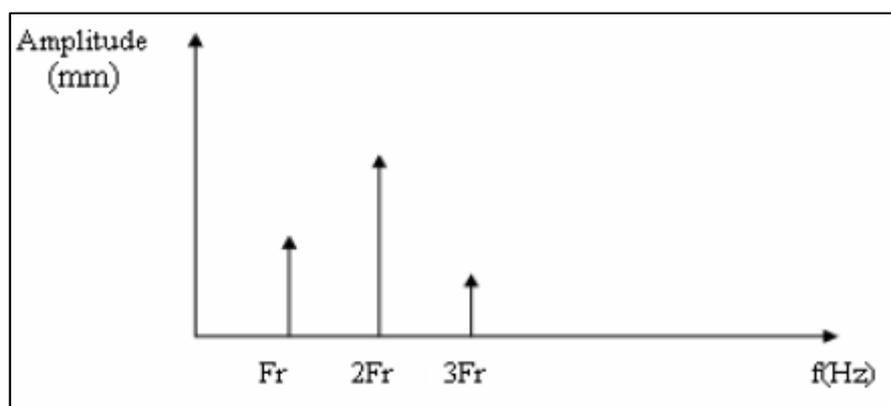


Figure II.13 : Image vibratoire d'un défaut de désalignement.

II.4.3. Les défauts d'engrenages:

Considérons un engrenage simple composé de deux roues dentées, possédants Z_1 et Z_2 dents et tournant aux fréquences f_1 et f_2 (Figure II.14) :

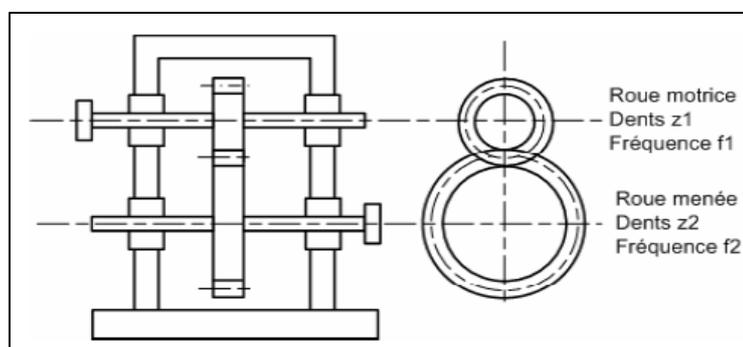


Figure II.14: Schéma simplifié d'un engrenage

Les vibrations d'un engrenage sont produites principalement par le choc entre les dents des deux roues qui le composent.

La vibration, appelée signal d'engrènement, est périodique et sa fréquence est égale à la fréquence de rotation de l'une des deux roues, multipliée par le nombre de dents de cette roue.

La fréquence d'engrènement est définie par :

$$f_e = Z_1 \cdot f_1 = Z_2 \cdot f_2 \quad (\text{II. 16})$$

La meilleure façon de détecter un défaut était de faire une analyse des signaux vibratoires engendrés lors de l'engrènement successif des dents, car ces signaux évoluent en raison d'une modification de la structure vibrante au moment où il y a développement d'un défaut.

Si la denture est correcte et si aucun phénomène parasite ne vient perturber l'engrènement, l'image vibratoire est un spectre constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement f_e et à ses harmoniques. Les amplitudes sont conditionnées par la charge à vaincre par l'engrènement (Figure II.15). [41 42]

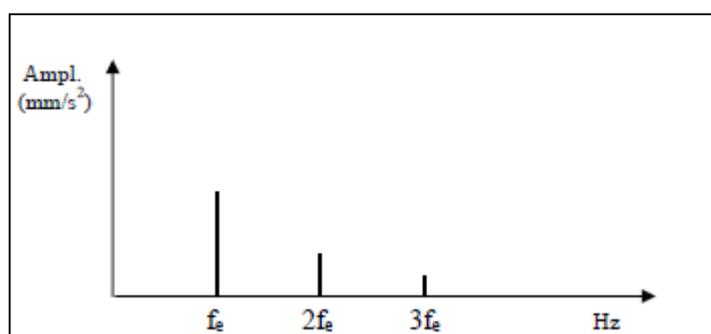


Figure II.15 : Image vibratoire théorique d'un engrènement en bon état

Si l'une des deux roues possède une dent détériorée, il se produit un choc périodique à la fréquence de rotation de la roue. Alors, le spectre montre la fréquence d'engrènement est un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation (Figure II.16). [30]

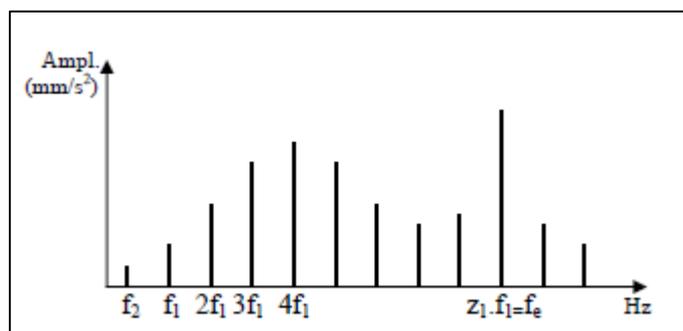


Figure II.16 : Image vibratoire théorique d'une dent détériorée sur la roue motrice [41]

S'il y a une dent détériorée sur chaque roue dentée, le spectre montre :

- Un peigne de raies correspondant aux multiples de la fréquence de rotation f_1 .
- Un peigne de raies correspondant aux multiples de la fréquence de rotation f_2 .
- Un peigne de raies correspondant aux multiples de la fréquence de choc des deux dents détériorées appelée fréquence de coïncidence f_c (rapport de la fréquence d'engrènement sur la plus petit commun multiple des nombres de dents Z_1 et Z_2) :

$$F_c = \frac{F_e}{PPCM(Z_1, Z_2)} \tag{II.17}$$

Dans les engrenages, la mesure de la vibration se fait en mode accélération car elle favorise l'appréciation des composantes à haute fréquence.

II.4.4. Les défauts des roulements:

Comme tous les organes mécaniques, les causes de dysfonctionnement des roulements sont très nombreuses. Le plus souvent ce sont l'écaillage, le grippage et la corrosion. Tous ces défauts ont en commun le fait qu'ils se traduisent tôt ou tard par une perte de fragments de métal, qu'on appelle l'écaillage [30]. Il se traduit par des chocs répétés des billes sur la cage de roulement.

Les fréquences caractéristiques des défauts de chaque élément du roulement sont données par les formules:

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement:

$$f_{be} = \frac{F_r}{2} N_b \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \tag{II.18}$$

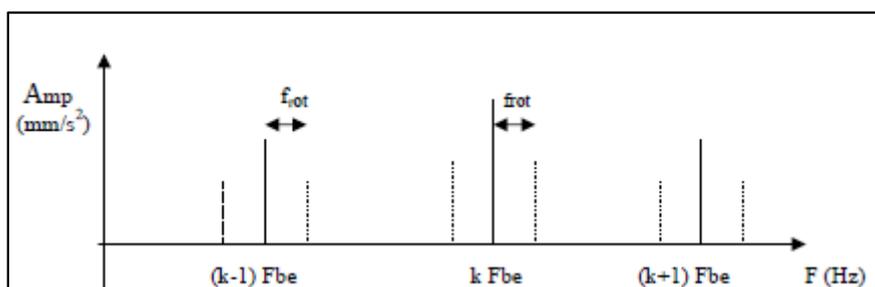


Figure II.17 : Image vibratoire d'un défaut de la bague extérieure [41]

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure:

$$f_{bi} = \frac{F_r}{2} N_b \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \tag{II.19}$$

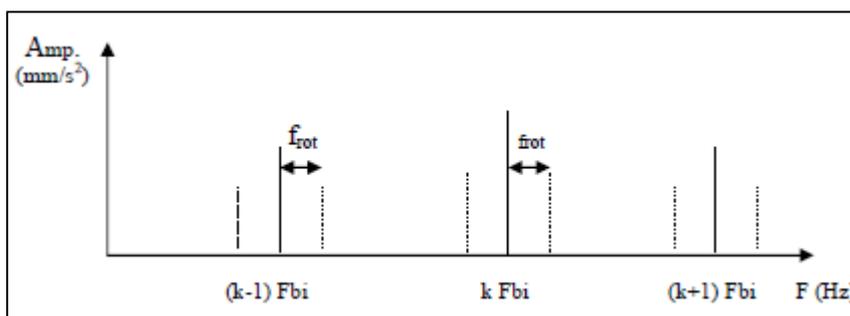


Figure II.18 : Image vibratoire d'un défaut de la bague intérieure [41]

- Fréquence d'un défaut localisé sur un élément roulant :

$$f_b = \frac{F_r D}{2 d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right) \quad (\text{II. 20})$$

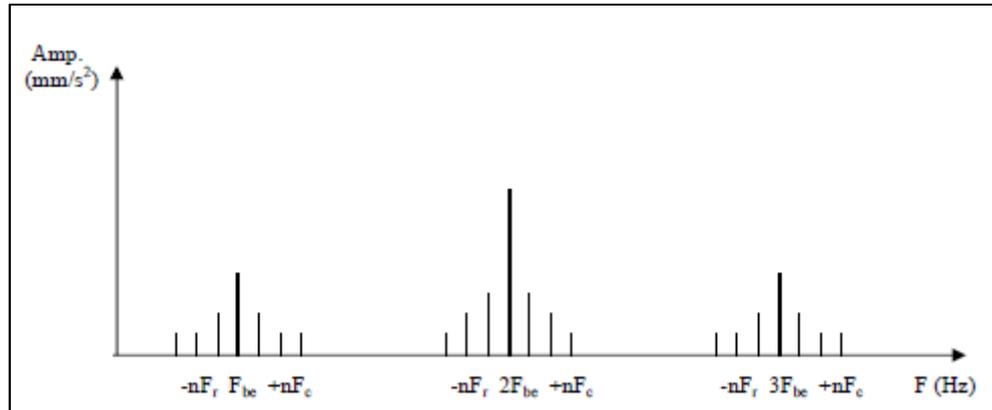


Figure II.19 : Image vibratoire d'un défaut sur un élément roulant [41]

- Fréquence d'un défaut de cage :

$$f_c = \frac{F_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (\text{II. 21})$$

Avec:

N_b : Le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux,...) ;

D : Le diamètre primitif.

d : Le diamètre des éléments roulants.

α : Angle de contact bille / bague externe.

F_r : La fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe).

II.4.5. Le mauvais serrage mécanique (jeu de fondation):

Le mauvais serrage de la structure de la machine génère des vibrations et un certain bruit. Le spectre typique mesuré sur une machine dans laquelle il existe un jeu contient un grand nombre de pics à des fréquences multiples de la fréquence de rotation. Il est également parfois possible de retrouver des pics à l'harmonique 1/2. (1/2 x La fréquence de rotation de l'arbre) et ses multiples.

Ce genre de défaut est, en général, directionnel (desserrage selon un axe, fissuration beaucoup plus apparente dans la direction de la charge que dans les autres directions...). [2]

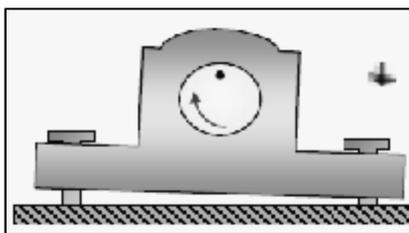


Figure II.20 : Mauvais serrage mécanique

II.4.6. Les défauts des courroies :

La transmission par courroies peut être cible d'une multitude de défauts tels que ; une détérioration localisée (partie arrachée, défaut de jointure), une usure ou un mauvais alignement des poulies.

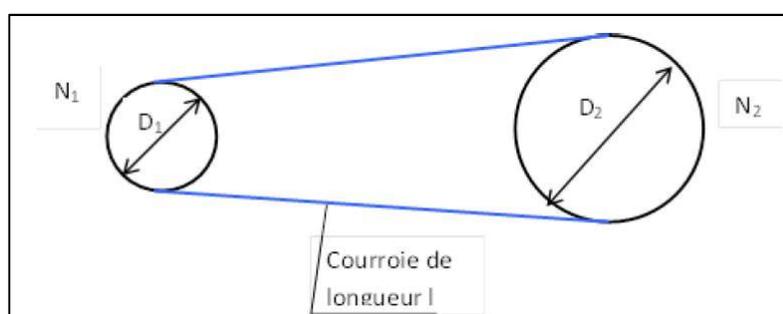


Figure II.21 : Transmission par courroies.

Les fréquences caractéristiques des défauts de courroies sont :

- La roue (la poulie) n°1 :

$$f_{c1} = F_r \frac{\pi \times D_1}{L} \quad (\text{II. 22})$$

- La roue (la poulie) n°2 :

$$f_{c2} = F_r \frac{\pi \times D_2}{L} \quad (\text{II. 23})$$

L'image vibratoire donne donc un pic d'amplitude important à la fréquence de passage des courroies ou de ses harmoniques. [30 42]

II.4.7. Les vibrations rencontrées sur les ventilateurs, turbines et pompes:

Les vibrations pour ces machines résultent du passage des N_p pales ou aubes et de l'arbre tournant à la vitesse f_r . la fréquence caractéristique F_c est définie par :

$$F_c = N_p \times f_r \quad (\text{II. 24})$$

Ces machines ayant pour fonction de véhiculer un fluide, des bruits liés aux phénomènes d'écoulement ou à la cavitation se superposent aux vibrations induites par les aubes, ce qui complique l'interprétation physique des spectres vibratoires.

II.5. Analyse du défaut du lubrifiant :

II.5.1. Description des défauts de lubrification-Instabilité (tourbillon d'huile):

Les défauts rencontrés sur les paliers fluides sont dus avant tout à une altération des coussinets ou des butées. Un mauvais lignage, des vibrations élevées, et surtout une interruption du graissage ou un manque de soulèvement sont quelques causes possibles de destruction du régule (alliage antifricction). La présence de particules dans l'huile peut entraîner des rayures du régule.

Un palier trop peu chargé, ou dont le jeu radial est trop fort, pourra devenir instable. Ce qui permet une grande mobilité de l'arbre dans ses paliers. Selon les raideurs du palier, deux cas peuvent se présenter [44] :

- Si la raideur du palier est trop faible que celle du film d'huile, le mouvement relatif de l'arbre est nul et le mouvement absolu du palier représente le mouvement de l'arbre ;
- Si la raideur du palier est très supérieure à celle du film d'huile, le mouvement absolu du palier est nul et le mouvement relatif de l'arbre dans ses paliers représente le mouvement vibratoire.

Les déplacements radiaux ou axiaux importants au regard des jeux fonctionnels induisent des instabilités de palier, des frottements ou des ruptures du film d'huile pouvant avoir immédiatement des conséquences très graves sur la disponibilité des installations.

II.5.2. Manifestations des défauts de lubrification-Instabilité:

Des vibrations violentes se produisent suite aux instabilités des paliers, elles se manifestent alors à une fréquence voisine de la moitié de celle de la rotation. L'évolution est alors souvent rapide et le niveau n'est pas stable.

La fréquence dominante de la vibration est à la demi-fréquence de rotation ($f_r/2$). Elle peut être proche de $1/3$ ou $1/4$ de la fréquence de rotation si une vitesse critique du rotor synchronise le phénomène. Une vitesse critique située entre $0,3\omega_r$ et $0,7\omega_r$ (ou ω_r représente la vitesse de rotation de l'arbre) peut imposer sa fréquence à une instabilité du film d'huile.

Les instabilités sont en général corrigées par une reprise du lignage, une réduction des jeux, ou des modifications géométriques du coussinet.

II.5.3. Instabilité due à un tourbillon d'huile :

Cette instabilité se produit entre 0.42 et 0.48 RPM (rotation par minute). Elle est souvent assez grave et est jugée excessive lorsque l'amplitude dépasse 40% du jeu des coussinets. Le tourbillon d'huile est une vibration induite par le film d'huile, où une déviation des conditions normales de marche (angle d'attitude et rapport d'excentricité (Figure II.22), font en sorte que le coin d'huile fait balloter l'arbre dans le coussinet. La force déstabilisante produite dans le sens de la rotation engendre un tourbillon instable parce qu'il augmente la force centrifuge qui, à son tour, accroît la force de tourbillonnement. L'huile risque alors de ne plus supporter l'arbre et de devenir instable lorsque la fréquence du tourbillon coïncide avec une fréquence naturelle du rotor. Un changement de viscosité de l'huile, de la pression de lubrification ou des précharges peut avoir une incidence sur le tourbillon d'huile.

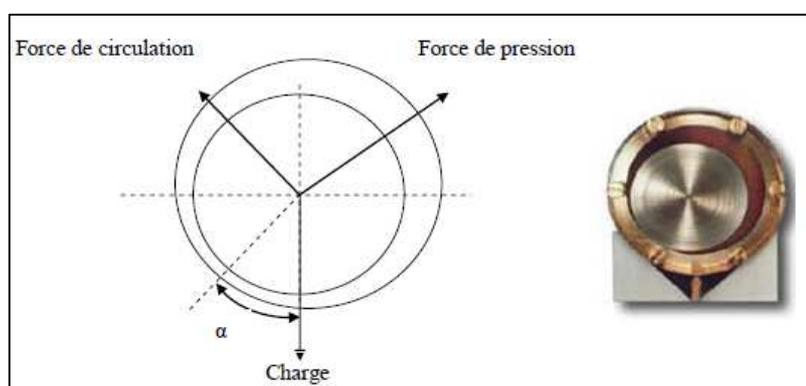


Figure II.22 : Définition de l'angle d'attitude et l'excentricité [42]

II.6. Types de défauts:

La lubrification est l'un des problèmes le plus important et le plus délicats qui puissent se poser pour le bon fonctionnement des machines tournantes. Plusieurs types de défauts peuvent affecter les différents organes d'une machine tournante tel que : l'arbre, les engrenages, les roulements,... On peut citer les types de défauts qui sont liées à la lubrification :

II.6.1. L'usure abrasive:

Est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une contre l'autre. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces de contact, ainsi qu'à la présence plus ou moins grande d'éléments abrasifs dans le lubrifiant. Elle peut être normale, progresse lentement, ou anormale se produit lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives ou lorsque le

lubrifiant est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement de l'engrenage, voire à sa mise hors service. [45]

Lorsque l'épaisseur du film d'huile entre les surfaces de contact est insuffisante, il n'assure plus le graissage hydrodynamique, ce qui contribue à intensifier l'usure.

Il va de soi qu'une usure excessive amène à une recherche approfondie de ses causes, avant tout remplacement des organes détruits, sinon on peut être à peu près sûr qu'elle se reproduira sur les nouvelles pièces. On s'intéressera en particulier à la nature du lubrifiant, à son onctuosité et à sa viscosité, sans oublier son mode d'introduction dans les contacts. [46]

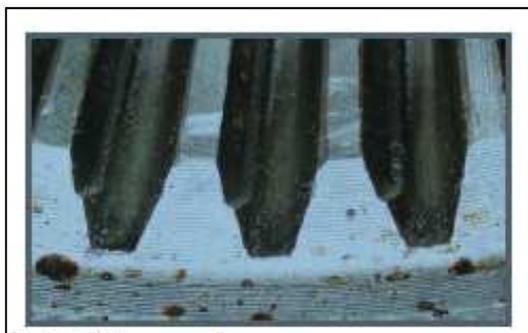


Figure II.23 : Usure « engrenage » [4]

II.6.2. Les piqûres:

Ce phénomène [46] est caractérisé par l'apparition sur toute la surface active de petits trous peu profonds. Le pitting est moins à craindre lorsque la viscosité du lubrifiant est importante, car dans ce cas, le film d'huile séparant les surfaces en contact est plus épais. L'exploitation et les recherches expérimentales ont permis d'établir que plus l'huile est visqueuse plus la limite d'endurance au contact des surfaces est élevée car elle amortit les contraintes dynamiques.



Figure II.24 : Pitting ou piqure [4]

II.6.3. Le grippage :

Il est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile, sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement

par des vitesses élevées. La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service. Le choix correct de la viscosité de l'huile, de la durée d'action de la charge, de l'état de surface, de la dureté des surfaces actives, empêchent un grippage éventuel. [46]



Figure II.25 : Le grippage [10]

II.7. Analyse d'huiles:

Le lubrifiant (huile) est comparable au sang de la machine, il reflète le comportement et l'état du système dans lequel il circule.

Le suivi de ces caractéristiques physico-chimique permet d'apprécier l'état de dégradation de l'huile et de connaître son aptitude à remplir totalement ses fonctions initiales de lubrification. L'évolution de cette dégradation peut être un indicateur de condition d'exploitation de l'équipement. Elle va permettre d'optimiser les fréquences de vidange dans le cas de quantité importante,

Le suivi de la contamination permet :

- De situer l'organe défectueux, d'apprécier l'évolution et le type d'usure dans le cas d'une pollution par des particules internes.
- D'apprécier la nature et l'origine des agents extérieurs.

On prend comme référence les caractéristiques de l'huile neuve et on compare les résultats obtenus à chaque analyse, si l'on constate une évolution brutale des caractéristiques ou si l'on atteint des valeurs très éloignées des valeurs initiales, il faut soit intervenir au niveau du matériel ou remplacer l'huile.

II.7.1. Le prélèvement d'un échantillon:

Pour effectuer correctement les comparaisons de résultats, il est nécessaire d'assurer la représentativité des échantillons grâce à un mode de prélèvement convenable :

- la quantité prélevée est comprise entre 150 ml et 500 ml;
- le prélèvement est effectué en un point représentatif du circuit et de préférence pendant le fonctionnement de la machine ou juste après son arrêt;
- la norme NF E 48-650 définit l'installation de prise d'échantillon en aval du filtre et de préférence juste avant le composant le plus fragile et le plus onéreux;
- confier les prélèvements toujours à la même personne et utiliser un flacon dépollué et convenablement étiqueté.

La fréquence de prélèvement dépend du type de machine, du lubrifiant, des conditions de service de l'équipement, du coût économique relatif analyse par rapport au gain réalisé en entretien.

II.7.2. Choix de la méthode de surveillance:

II.7.2.1. Sur site industriel:

Par prélèvement d'échantillons et examens visuels (transparence, couleur,) des lubrifiants en service. Par un suivi continu de l'évolution des paramètres techniques tels que température, débit, pression de fonctionnement et les historiques des vidanges d'huile.

Les principales vérifications quotidiennes de l'huile sur site industrielle sont :

➤ **L'examen de l'aspect:**

Un simple examen visuel de l'aspect du lubrifiant permet quelque fois de détecter une pollution par un liquide (ex: l'eau) ou par des solides (présence de poussière, de particules métalliques, de rouilles, d'écaille de peinture, de débris de joints...)

➤ **L'observation de la couleur:**

L'observation de la couleur de l'huile peut aussi renseigner sur une forte dégradation du lubrifiant par oxydation ou par altération thermique.

Si la couleur de l'huile est très voisine de celle de l'huile neuve, en principe elle est en bon état. Et elle est considérée comme étant encore bonne si sa teinte reste claire et brunit légèrement. Mais quand la couleur est nettement foncée, elle est très oxydée et il faut envisager une vidange.

➤ **La sensation de l'odeur:**

En complément de la description de l'aspect et de la couleur de l'huile, on peut ajouter une appréciation de l'odeur.

- Une huile en service ayant l'odeur d'un produit pétrolier est en bon état. Une odeur de rance indiquera une oxydation.

- Une odeur de brûlé signifie que l'huile a été soumise à des températures élevées.
- Une odeur chimique indique que l'huile a été polluée par certains produits, Un solvant ou une huile synthétique. Une analyse en laboratoire sera utile.

➤ **L'examen de teneur en sédiments :**

Les particules solides augmentent la vitesse d'usure du matériel. Si l'examen visuel fait apparaître la présence de ces particules, on procédera à la détermination de la teneur en sédiments. Elle est déterminée par filtration d'une quantité importante de l'échantillon d'huile sur une toile en Nylon de 1 à 5 μm de porosité. La toile est pesée avant l'opération. Après filtration, elle est rincée à l'hexane puis reposée pour déterminer le pourcentage de sédiments. Une observation du dépôt sur la toile Nylon est effectuée au microscope.

II.7.2.2. En laboratoire:

Par analyses physico-chimiques évaluant la qualité lubrifiante de l'huile, par la détermination de la teneur en produits d'usure, par examen microscopique et comptage de particules en suspension dans l'huile. L'interprétation de certains résultats de mesure est souvent délicate notamment parce que l'évolution, jugée anormale, d'un élément de l'analyse peut avoir plusieurs causes, mais, grâce à une meilleure connaissance des phénomènes d'usure et de dégradation des matériaux ainsi qu'au développement de nouvelles technologies assistées par l'informatique, la maintenance conditionnelle par l'analyse des huiles représentera un outil de progrès pour les responsables de maintenance. [15 47]

II.7.3. Différents moyens d'analyse :

II.7.3.1. Analyse physico-chimiques :

Permet de connaître les propriétés du lubrifiant utilisé telles que :

➤ **La viscosité :**

La viscosité d'un lubrifiant industrielle en fonctionnement évolue au cours du temps. Plusieurs facteurs influent sur la viscosité selon les conditions d'utilisation tels que :

- altération des additifs au fur et à mesure du travail de l'huile.
- pollution accidentelle par un autre lubrifiant ou un solvant.
- perte de certains composants par fuite ou évaporation.
- particules dues à l'usure mécanique de l'organe.
- génération de résidus dus à l'oxydation de l'huile.

La comparaison de la viscosité d'une huile industrielle neuve et de l'huile usagée permet ainsi de renseigner sur son état.

Selon la norme NF T 60-100, il faut mesurer le temps d'écoulement d'une quantité du lubrifiant à travers un capillaire pourvu de deux repères déterminant une constante à une température donnée.

➤ **Le dosage de l'eau :**

L'eau peut être introduite dans le circuit de huile de plusieurs façons : une fuite de réfrigérant, un passage de vapeur dans une huile turbine, un passage de fluide de coupe aqueux dans une huile de lubrification de machine-outil, un mauvais stockage, etc. L'eau détruit la qualité d'un lubrifiant, elle favorise le vieillissement de l'huile et la corrosion des métaux.

La teneur en eau est déterminée par Aquatest ou par la méthode du réactif Karl Fischer selon la norme ASTM D 1744.

➤ **L'indice d'acide total (TAN) :**

C'est une détermination importante dans l'analyse du fluide, il permet de vérifier le niveau d'acidité du lubrifiant, de déterminer l'oxydation de l'huile, la présence de contaminants et la dépréciation des additifs. Il est mesuré suivant les normes NF60-112 et ASTM D664. Lorsque l'acidité devient trop importante et donc corrosive, l'indice d'acidité total devient un déclencheur de vidange.

➤ **L'indice de base total (TBN) :**

Permet de vérifier la réserve d'alcalinité de l'huile selon la norme ASTM D 2896. Ce contrôle permet d'apprécier la faculté du produit à rester en service et de vérifier l'aptitude du lubrifiant à neutraliser l'acidité contenue dans l'huile, devenant corrosive pour les éléments métalliques de l'organe lubrifié.

➤ **Le point d'éclair :**

La mesure du point éclair en vase clos selon la norme NF T 60-118 à l'aide de l'appareil Pensky Martens, permet d'estimer le niveau de dilution par le combustible d'un lubrifiant usagé.

II.7.3.2. Le comptage de particules :

Surveillance des dimensions et des quantités de particules contaminantes solides dans les huiles hydrauliques. Ces particules solides peuvent provenir d'une filtration insuffisante de l'huile neuve lors du remplissage, de l'usure des pièces en frottement, de la pollution externe. Le niveau de propreté ou de contamination est établi selon le code ISO 4406. Deux types de comptage sont couramment utilisés, le premier est le comptage en ligne ou le compteur est

branché directement à la machine. Le deuxième se fait par prélèvement et les échantillons seront analysés ultérieurement. Le classement des particules se fait suivant leurs tailles :

- de 5 à 15 microns ;
- de 15 à 25 microns ;
- de 25 à 50 microns ;
- de 50 à 100 microns ;
- Supérieur à 100 microns. [15 47]

II.7.3.3. L'analyse spectrométrique :

Nous informons sur la composition chimique des particules présentes dans le lubrifiant. Ces dernières ont plusieurs origines et proviennent :

- De l'usure des pièces en mouvement.
- De l'extérieur du mécanisme.
- De la dégradation des additifs du lubrifiant.

Deux modes d'analyse spectrométriques sont employées :

II.7.3.3.a. L'analyse spectrométrique à émission optique :

Permet de déterminer de manière rapide les concentrations, exprimées en ppm (particules par million) en masse, des différents éléments présents dans les lubrifiants.

II.7.3.3.b. L'analyse spectrométrique à absorption :

Permet de déterminer la structure chimique générale d'un corps ou d'un mélange de corps ainsi que la concentration dans le mélange des composés à l'aide d'un rayonnement infrarouge. La spectrométrie d'absorption permet d'identifier la nature des hydrocarbures de l'huile de base, la nature des additifs et de suivre leur état par une analyse différentielle huile neuve / huile en service.

II.7.3.4. La Ferrographique :

Qui nous renseigne sur l'indice de sévérité de l'usure ou sur la morphologie des particules présentes dans le lubrifiant. Elle est de deux types :

II.7.3.4.a. L'analyse Ferrographique quantitative (ou à lecture directe) :

Permet de déterminer des quantités relatives de petites et grosses particules ferreuses pour indiquer tout changement dans le taux et la sévérité de l'usure dans les roulements et les engrenages.

II.7.3.4.b. L'analyse Ferro graphique analytique :

Procédure de diagnostic très avancé pour détecter les grosses particules jusqu'à 100 microns. L'examen microscopique des particules d'usure, des contaminants et des produits de dégradation par oxydation en suspension dans un échantillon d'huile usée, informe sur l'évolution du mode d'usure. [6 47]

II.8. Conclusion :

En conclusion, les vibrations et analyse de l'huile fournissent chacun des informations précieuses sur la santé des composants de la machine et des systèmes de lubrification.

Dans les procédures de maintenance, on peut classer les étapes d'intervention en deux niveaux :

1. le premier niveau consacré à la surveillance, utilise des indicateurs scalaires (niveau global, Facteur de crête, Kurtosis, etc....) pour mettre en évidence l'apparition d'un ou de plusieurs défauts.
2. le second niveau caractérisé par le diagnostic, intervient après l'étape de surveillance et utilise des indicateurs beaucoup plus fins (spectre, cepstre, etc....), afin de localiser plus précisément la nature et le lieu du défaut, c'est une technique plus récente.

Dans la deuxième partie de ce chapitre nous avons présenté un panorama des principaux défauts et de leur manifestation vibratoire que l'on peut rencontrer sur les machines tournantes.

Les défauts liés à la lubrification sont présentés d'une manière plus exhaustive. Le tourbillon d'huile peut être induit par plusieurs facteurs, notamment:

- usure excessive du palier.
- changements dans les propriétés d'huile (comme la température et la viscosité).
- des changements dans la pression d'huile.
- La conception mauvaise du palier

Les moyens d'analyse d'huile permettent de surveiller les deux types d'altérations du lubrifiant, il s'agit de l'analyse physico-chimique qui permet de connaître les propriétés du lubrifiant en particulier sa viscosité, et du contrôle du taux de contamination par spectrométrie, ferrographique, ... Le contrôle de la contamination fournit des informations concernant la présence et l'identification de métaux, ainsi qu'un ordre de grandeur de la taille des particules trouvées. Ces données permettent d'apprécier la sévérité de l'endommagement des organes mécaniques.

Chapitre III

Etude de l'influence de la qualité des lubrifiants sur la vibration d'une machine tournante

III.1. Introduction:

Dans ce chapitre nous nous sommes particulièrement intéressés à l'influence de la qualité des lubrifiants sur l'amplitude de la vitesse de vibration des machines tournantes lubrifiées. Pour ce faire, une expérience qui suit l'évolution de la vibration d'un composant d'une machine tournante lubrifié avec des lubrifiants de différents grades de viscosité a été réalisée, et ce à partir des mesures vibratoires réalisées dans ce sens.

III.2. Outils expérimentaux:

Dans le cadre de la maintenance conditionnelle, et du diagnostic des défauts en particulier dans les machines tournantes, les engrenages ont fait et font encore l'objet de nombreuses études. Ce sont des éléments très sollicités et susceptibles de présenter des défauts qui évoluent rapidement vers la rupture.

III.2.1. Système ou dispositif d'engrenages utilisé:

Les essais expérimentaux de notre travail sont réalisés sur un dispositif à un train d'engrenage, la lubrification des engrenages est assurée par barbotage à partir d'un bain d'huile dans lequel la partie inférieure du système d'engrenages est émergée (Figure III.1). Le dispositif est entraîné par le mandrin d'un tour et ce pour pouvoir varier la vitesse de rotation du système.

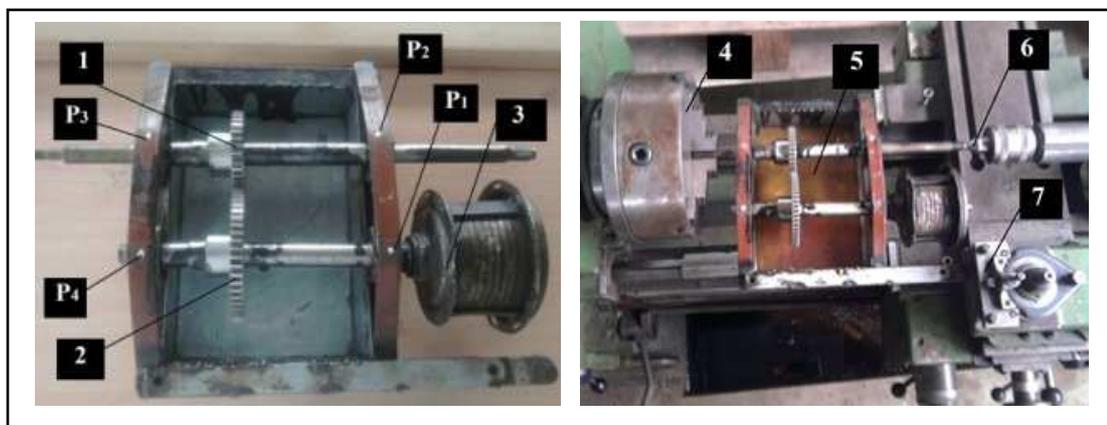


Figure III.1: Photographies du dispositif d'essais.

1. Roue motrice R1.
2. Roue réceptrice R2.
3. Dispositif de freinage.
4. Mandrin.
5. Bain d'huile.
6. Pointe tournante.
7. Tourelle.

III.2.2. Vibromètre (Penplus-SKF):

Suite à l'objectif de notre travail qui est l'influence de la qualité du lubrifiant sur la vibration des systèmes en rotation et dans le but de réaliser des expériences dans de bonnes conditions, nous avons utilisé un Vibromètre (Penplus-SKF). C'est un instrument portable extrêmement fiable capable de mesurer les vibrations causées par des problèmes de rotation (Figure III.2). Il donne le niveau global en valeur efficace (RMS) de l'amplitude de la vitesse de vibration. [48]



Figure III.2 : Photographie du vibromètre.

III.2.3. Les lubrifiants:

Afin de bien analyser et de comprendre la relation qui existe entre la vibration des systèmes mécaniques et la qualité des lubrifiants, nous avons utilisé les lubrifiants suivants :

- Huile TISKA32.
- Huile TISKA68.
- Huile SAE15W40.
- Graisse EP2.
- Huile NAFTILIA (20W50 super).
- Huile SAE90.

Les caractéristiques de ces lubrifiants sont présentées par le (tableau III.1).

Lubrifiant	Performances	Viscosité cinématique à 40°C en Cst
Huile TISKA 32	Huile synthétique (ISO VG32) anti-usure hautes performances, avec indice de viscosité élevé. Elle convient pour de nombreuses applications, tant en intérieur qu'en extérieur : industrielles, marines, etc...	28.8 à 35.2
Huile TISKA 68	Huile synthétique (ISO VG68) plus épaisse, anti-usure haute performance utilisée dans les secteurs des machines, outils, mouvements, paliers, commandes oleodynamiques à haute température.	61.2 à 74.8
Huile SAE15W40	Huile minérale multigrade pour moteurs à essence formulée à partir de bases de très hautes qualités et d'un système d'additifs détergents et dispersifs avec bonne protection anti-usure.	105
Graisse EP2	Graisse industrielle de haute qualité composée d'huile de base minérale, avec épaississant Lithium, possédant de très bonnes propriétés en extrême pression, bonne protection contre l'usure et la rouille. Elles peuvent être utilisées sur la plupart des applications industrielle	150
Huile NAFTILIA (20W50 super)	Huile minérale multigrade pour les moteurs à essence, dont l'huile de base et les additifs choisis garantissent une lubrification optimale et une protection très élevée contre l'usure dans toutes les conditions d'exploitation.	158
Huile SAE90	Huile extrême pression mono-grade épaisse de très bonnes capacités de protection anti-usure, anticorrosion et anti-rouille destinée à la lubrification des engrenages et roulement.	215

Tableau III.1 : Caractéristiques des lubrifiants [49]**III.3. Déroulement de l'essai:**

Notre travail a pour objectif de caractériser l'influence de la qualité (la viscosité) du lubrifiant sur la vibration des machines tournantes. Des essais expérimentaux étaient réalisés dans ce sens, un système d'engrenages a été lubrifié avec plusieurs types des lubrifiants de différents grades de viscosités. Pour chaque lubrifiant et à différentes vitesses de rotation (31.5, 45, 63, 90, 125 et 180) tr/mn, on mesure la valeur efficace (RMS) de l'amplitude de la vitesse de vibration et ce en quatre points de mesure (P_1 , P_2 , P_3 et P_4), voir (Figure III.1).

Avant chaque essai le dispositif d'engrenage est bien nettoyé à fin d'éliminer les résidus des autres lubrifiants et ce pour éviter le mélange de ces derniers et en conséquence la modification des propriétés de l'huile utilisée.



Figure III.3 : Mesure de la vitesse de vibration.

III.4. Résultats et interprétations :

Les résultats obtenus sont présentés dans les tableaux ci-dessous (III.2 à 7), ils représentent les valeurs efficaces (RMS) obtenues en fonction de la viscosité des différents lubrifiants pour une vitesse de rotation variable. En effet il s'agit de :

- (RMS) est la valeur de la vitesse de vibration mesurée aux quatre points de mesure P_1 , P_2 , P_3 , et P_4 .

En se référant à la norme ISO 2372, qui donne les seuils critiques ou admissibles de la vitesse de vibration en fonction de type de la machine utilisée, on peut classer notre banc d'essais dans la première catégorie de petites machines. La comparaison des résultats obtenus de la vitesse de vibration par rapport aux seuils donnés par la norme ISO 2372, nous renseigne sur la sévérité des vibrations produites au cours du fonctionnement de notre mécanisme (ce n'est pas l'objet de notre travail).

1- Pour une vitesse de rotation $N= 31.5 \text{ tr/mn}$:

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration			
		P1	P2	P3	P4
Point de mesure lubrifiant	TISKA32	1.400	1.500	1.500	1.700
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Point de mesure lubrifiant	TISKA68	1.275	1.275	1.333	1.400
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Point de mesure lubrifiant	SAE15W40	1.120	1.125	1.133	1.200
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Point de mesure lubrifiant	Graisse EP2	1.025	1.075	1.100	1.200
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Point de mesure lubrifiant	NAFTILIA 20W50	0.883	0.900	0.933	0.983
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Point de mesure lubrifiant	SAE90	0.966	0.950	0.950	1.016
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

Tableau III.2 : Valeurs de la vitesse de vibration pour $N= 31.5 \text{ tr/mn}$.

2- Pour une vitesse de rotation $N= 45 \text{ tr/mn}$:

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration			
		P1	P2	P3	P4
Point de mesure lubrifiant	TISKA32	1.700	1.700	1.733	1.750
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Point de mesure lubrifiant	TISKA68	1.350	1.400	1.500	1.650
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Point de mesure lubrifiant	SAE15W40	1.150	1.175	1.175	1.300
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Point de mesure lubrifiant	Graisse EP2	1.116	1.116	1.133	1.250
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Point de mesure lubrifiant	NAFTILIA 20W50	0.966	1.033	0.983	1.200
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Point de mesure lubrifiant	SAE90	1.000	1.100	1.100	1.166
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

Tableau III.3 : Valeurs de la vitesse de vibration pour $N= 45 \text{ tr/mn}$.

3- Pour une vitesse de rotation $N= 63 \text{ tr/mn}$:

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration			
Point de mesure lubrifiant		P1	P2	P3	P4
	TISKA32		1.750	1.766	1.800
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Encore admissible</i>
TISKA68		1.500	1.550	1.633	1.700
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE15W40		1.225	1.200	1.250	1.525
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Graisse EP2		1.120	1.150	1.125	1.383
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
NAFTILIA 20W50		1.066	1.050	1.083	1.483
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE90		1.050	1.133	1.116	1.300
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

Tableau III.4 : Valeurs de la vitesse de vibration pour $N= 63 \text{ tr/mn}$.

4- Pour une vitesse de rotation $N= N=90 \text{ tr/mn}$:

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration			
Point de mesure lubrifiant		P1	P2	P3	P4
	TISKA32		1.833	1.875	1.900
		<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>
TISKA68		1.700	1.766	1.700	1.790
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE15W40		1.266	1.250	1.260	1.700
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Graisse EP2		1.140	1.150	1.175	1.570
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
NAFTILIA 20W50		1.100	1.066	1.100	1.650
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE90		1.083	1.150	1.166	1.466
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

Tableau III.5 : Valeurs de la vitesse de vibration pour $N= 90 \text{ tr/mn}$.

5- Pour une vitesse de rotation $N= 125 \text{ tr/mn}$:

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration			
<i>Point de mesure</i> <i>lubrifiant</i>		P1	P2	P3	P4
TISKA32		1.850	1.925	1.925	1.950
		<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>
TISKA68		1.766	1.800	1.800	1.816
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Encore admissible</i>
SAE15W40		1.325	1.300	1.300	1.750
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Graisse EP2		1.180	1.175	1.200	1.700
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
NAFTILIA 20W50		1.150	1.133	1.116	1.700
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE90		1.183	1.216	1.233	1.483
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

Tableau III.6 : Valeurs de la vitesse de vibration pour $N= 125 \text{ tr/mn}$.

6- Pour une vitesse de rotation $N= 180 \text{ tr/mn}$:

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration			
<i>Point de mesure</i> <i>lubrifiant</i>		P1	P2	P3	P4
TISKA32		1.900	2.025	2.075	2.150
		<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>
TISKA68		1.800	1.850	1.850	1.950
		<i>Admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>
SAE15W40		1.375	1.400	1.360	1.800
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Graisse EP2		1.300	1.325	1.325	1.733
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
NAFTILIA 20W50		1.333	1.266	1.133	1.816
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Encore admissible</i>
SAE90		1.350	1.300	1.266	1.650
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

Tableau III.7 : Valeurs de la vitesse de vibration pour $N= 180 \text{ tr/mn}$.

Une première observation des résultats de mesure (tableaux III.2 à III.7) montre que les valeurs de la vitesse de vibration aux points P1, P2, P3, et P4 ne sont pas stables, en effet ces valeurs varient que ce soit avec la variation de la vitesse de rotation et le changement du lubrifiant.

La (Figure III.4) représentent ces résultats de mesure aux points (P1, P2, P3 et P4) pour chaque vitesse de rotation utilisée.

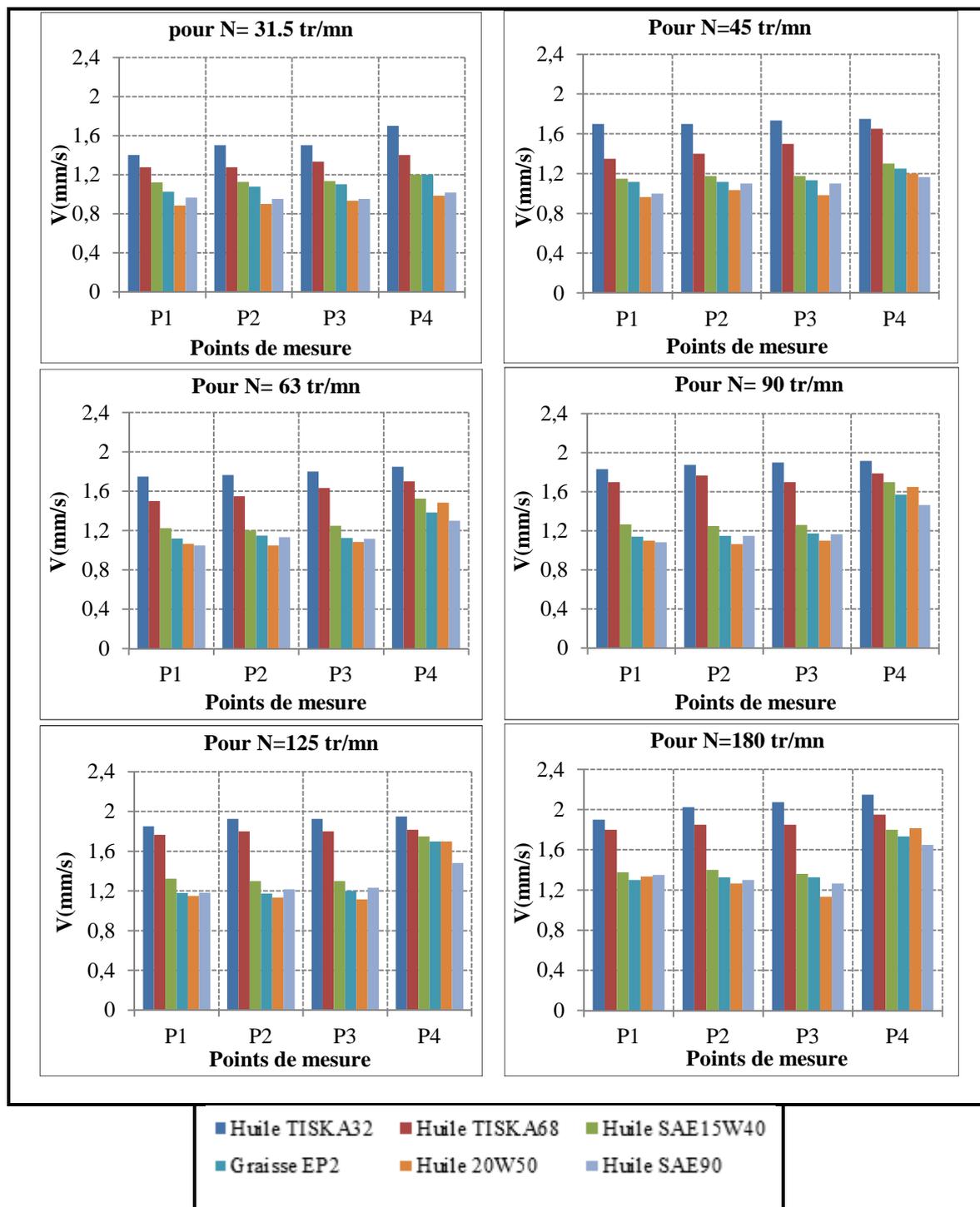


Figure III.4 : Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration.

On constate qu'il y'a une relation abondante entre la viscosité du lubrifiant et l'amplitude de vibration. En effet le changement du lubrifiant fait la variation de la vitesse de vibration.

Le (tableau III.8) présente les valeurs moyennes de l'amplitude de vibration mesurée aux points (P1, P2, P3 et P4) pour les différents lubrifiants et vitesses de rotation utilisés.

		RMS (mm/s) valeur moyenne de la vitesse de vibration					
		N=31.5	N=45	N=63	N=90	N=125	N=180
Lubrifiant	N (tr/mn)						
TISKA 32		1.525	1.720	1.791	1.881	1.912	2.037
		Admissible	Admissible	Admissible	Encore admissible	Encore admissible	Encore admissible
TISKA68		1.320	1.475	1.595	1.739	1.795	1.862
		Admissible	Admissible	Admissible	Admissible	Admissible	Encore admissible
SAE15W40		1.144	1.200	1.300	1.369	1.418	1.483
		Admissible	Admissible	Admissible	Admissible	Admissible	Admissible
Graisse EP2		1.100	1.153	1.194	1.258	1.313	1.420
		Admissible	Admissible	Admissible	Admissible	Admissible	Admissible
NAFTILIA 20W50		0.924	1.045	1.170	1.229	1.274	1.387
		Admissible	Admissible	Admissible	Admissible	Admissible	Admissible
SAE90		0.970	1.091	1.149	1.216	1.278	1.391
		Admissible	Admissible	Admissible	Admissible	Admissible	Admissible

Tableau III.8 : Valeurs moyennes de la vitesse de vibration.

III.4.1. Influence de la vitesse de rotation sur l'amplitude de la vitesse de vibration :

Les courbes de la (Figure III.5) montrent l'évolution des vitesses de vibration mesurées aux points P1, P2, P3, et P4 ainsi que les valeurs moyennes de la vitesse de vibration (tableau III.8) en fonction de la vitesse de rotation pour chaque lubrifiant utilisé.

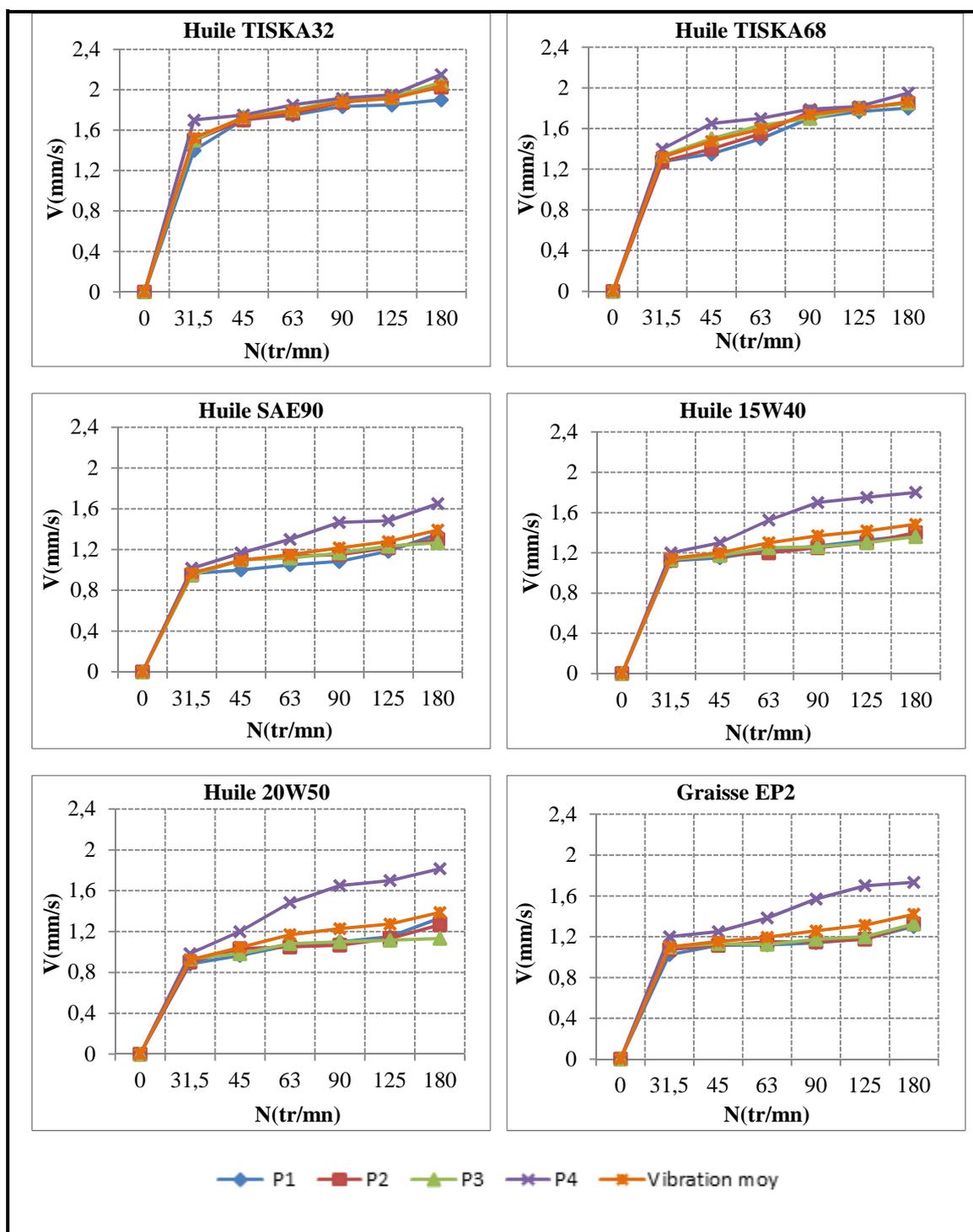


Figure III.5 : Evolution de la vitesse de vibration en fonction de la vitesse de rotation.

D'après la (Figure III.5) on remarque à première vue que toutes les courbes (pour chaque lubrifiant) ont une allure identique.

La vitesse de vibration est affectée par la vitesse de rotation. On constate qu'au fur et à mesure que la vitesse de rotation augmente, la vitesse de vibration augmente considérablement.

D'autre part, on remarque pour le cas d'utilisation de lubrifiant (graisse EP2) qui a une viscosité égale (150 Cst) une légère stabilisation du niveau vibratoire du système testé pour les différentes vitesses employées (la courbe présente de faible pente), c'est à dire que cette viscosité est considérée l'idéale pour assurer la lubrification de ce système.

III.4.2. Influence de la qualité du lubrifiant sur l'amplitude de la vibration:

Cette partie de notre étude a été consacrée, à la recherche et la détermination de la relation existante entre la qualité (viscosité) d'un lubrifiant et les vibrations qui peuvent être produites par la dégradation de cette dernière lors du fonctionnement normal d'un système d'engrenage.

Pour cela un banc d'essais a été conçu pour cette étude. Nous avons pris quatre points de mesure qui ont été choisis sur les quatre paliers de notre système d'engrenage, deux pour le pignon motrice et les deux autres pour la roue réceptrice. Six vitesses de rotations ont été choisies pour tester six lubrifiants de qualités différentes.

La variation des vitesses moyennes de vibration est représentée en fonction des viscosités des lubrifiants pour les différentes vitesses de rotation sur la (Figure III.6).

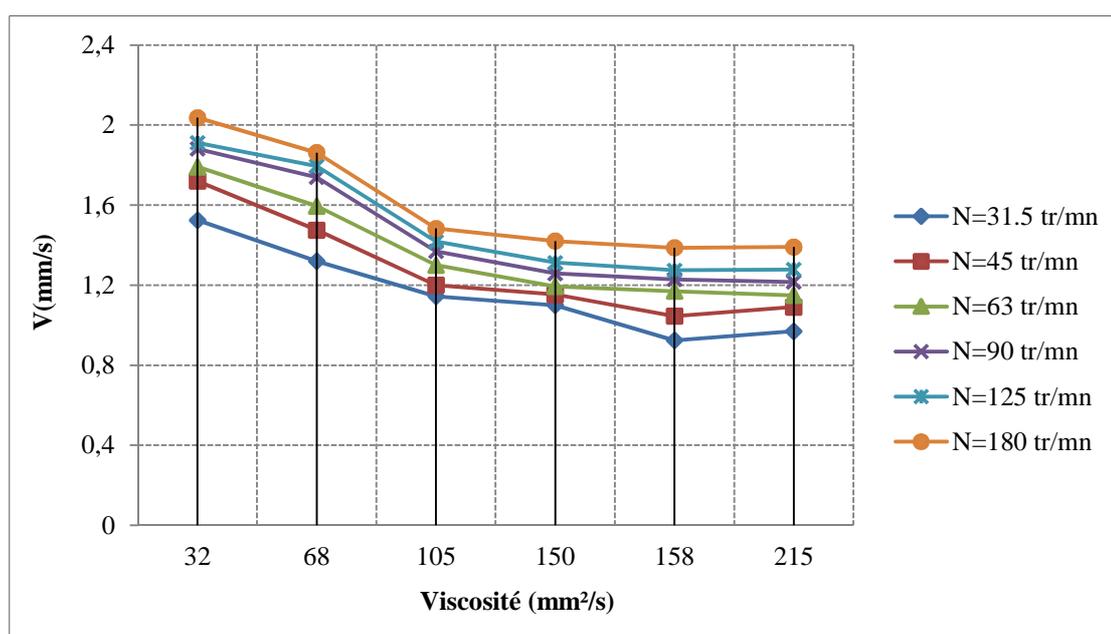


Figure III.6 : Variation de l'amplitude de vibration en fonction de la viscosité des lubrifiants.

D'après la (Figure III.6), on voit clairement que la vibration varie inversement à la viscosité du lubrifiant, c'est-à-dire si la qualité du lubrifiant se dégrade (diminution de la viscosité) le niveau vibratoire de notre système d'engrenage augmente en conséquence. Cette influence traduit l'effet d'amortissement du film d'huile entre les surfaces en contact dont sa réduction entraîne une augmentation du niveau de vibration.

III.5. Conclusion:

Dans ce chapitre nous nous sommes particulièrement intéressés dans un premier lieu à la présentation des outils nécessaire pour le bon déroulement des essais planifiées.

Dans une seconde étape, l'effet de la qualité (la viscosité) du lubrifiant sur la vibration d'un système d'engrenage pour une vitesse de rotation variable étant expérimenté, on a regroupé les résultats obtenus. En effet, ils montrent qu'au fur et à mesure que la dégradation de la qualité du lubrifiant fait augmenter le niveau vibratoire ainsi que la vibration augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation du système.

Chapitre IV

Modélisation de la dégradation du lubrifiant

IV.1. Introduction:

Couvrant de multiples domaines des sciences, l'analyse de régression peut être définie comme la recherche de la relation stochastique qui fait la liaison entre plusieurs variables.

La corrélation, pour sa part, définit un indice permettant de mesurer le degré de liaison ou l'intensité de la relation entre deux variables [50].

Dans ce chapitre, nous introduisons d'abord le modèle de régression linéaire simple, puis son estimation par la méthode des moindres carrés. Nous étendons ensuite l'analyse à la régression multiple avant de conclure par l'analyse de corrélation un modèle de vibration.

Avant de proposer ce modèle nous faisons des tests de normalisation des résultats de mesure obtenus dans le chapitre précédent.

L'analyse de régression cherche à déterminer une relation exprimant le lien entre une variable dite dépendante et une / ou plusieurs variables dite indépendante dont le but n'est pas uniquement de déterminer l'équation de la variable dépendante, mais aussi d'établir le degré de fiabilité de l'estimation et par conséquent, des prédictions obtenues grâce à cette équation. L'analyse de régression permet aussi d'examiner si les résultats sont significatifs et si la relation entre les variables est réelle ou n'est qu'apparent [50].

La corrélation se définit comme une relation linéaire entre deux variables et le coefficient de corrélation mesure la plus ou moins grande dépendance entre ces deux variables.

Les valeurs possibles du coefficient de corrélation sont comprises entre -1 et +1. Ces deux valeurs extrêmes représentent une relation parfaite entre les variables, positive dans le premier cas et négative pour l'autre. La valeur 0 (zéro) signifie que les deux variables sont indépendants, L'ajustement est valide pour ($0.70 < |R| < 1$).

L'application de la méthode d'analyse de régression ou de corrélation, permet d'établir l'aspect et la force de liaison entre le paramètre (**y**) et le facteur (**x**).

a) Méthode des moindres carrés :

Dans l'analyse de régression et de corrélation, la méthode la plus utilisée est la méthode des «Moindres carrés» (MMC) proposée par Gauss. Elle présente un caractère plus rigoureux et consiste à rechercher une droite telle que la somme de ses «distances» aux différents points représentant les données soit minimale. Le mot distance est pris au sens large (expression satisfaisant à l'inégalité des distances).

La «distance» choisie est le carré de la différence des ordonnées entre chaque point et le point de la droite ayant même abscisse [51].

Le principe de cette méthode consiste à employer (\hat{y}) ou « y estimé », par opposition à (y) qui représente le « y observé ». On recherche les paramètres a et b . La différence des ordonnées entre un point (x_i, y_i) et le point de la droite ayant même abscisse est :

$$y_i - \hat{y}_i = y_i - ax_i - b \quad (\text{IV. 1})$$

L'interprétation physique est donnée par la (Figure IV.1) :

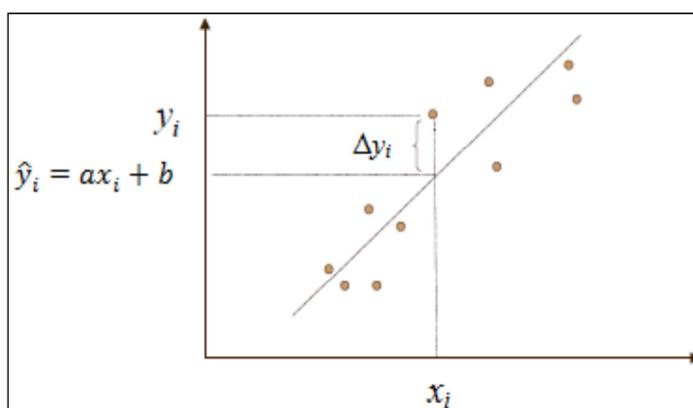


Figure IV.1 : Principe de la méthode des moindres carrés.

La somme des carrés de ces différences doit être minimum:

$$S = \sum_{i=1}^n \Delta y_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - ax_i - b)^2 \rightarrow \min \forall n \quad (\text{IV. 2})$$

En dérivant l'équation (IV.2) par rapport aux coefficients inconnus (a et b).

$$\begin{cases} \frac{\partial S}{\partial a} = 0 \\ \frac{\partial S}{\partial b} = 0 \end{cases} \quad (\text{IV. 3})$$

La dérivation donne :

$$\rightarrow \begin{cases} \sum_i x_i y_i - a \sum x_i^2 - b \bar{x} \\ \bar{y} - a \bar{x} - b = 0 \end{cases} \quad (\text{IV. 4})$$

D'où:

$$\rightarrow \begin{cases} a = \frac{\sum_i (y_i - \bar{y})(x_i - \bar{x})}{\sum_i (x_i - \bar{x})^2} \\ b = \bar{y} - a \bar{x} \end{cases} \quad (\text{IV. 5})$$

La méthode des moindres carrés peut être utilisée pour n'importe quelle série double. Quelle que soit cette série, sauf cas exceptionnels (points représentatifs disposés en carrés de même centre), il existe une droite d'estimation par la méthode des moindres carrés. Pour s'assurer d'une façon objective (et non purement visuelle) que l'ajustement est valide, on calcule le coefficient de corrélation linéaire dont l'usage sera justifié plus loin:

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \bar{y})^2}} \quad (\text{IV. 6})$$

$R = 0$: Cela signifie l'absence de la fonction de corrélation.

$R = 1$: Il existe une fonction de corrélation linéaire étroite.

b) Méthode multi-factorielle:

Dans le cas général sur un paramètre d'optimisation (y) d'un processus technologique, influent simultanément plusieurs facteurs $X_j (j \in \{1 \div m\})$

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_m) \quad (\text{IV. 7})$$

Habituellement le modèle statistique qui décrit ce processus se présente sous la forme suivante:

$$y = C \cdot x_1^{b_1} \cdot x_2^{b_2} \dots x_j^{b_j} \dots x_m^{b_m} \quad (\text{IV. 8})$$

La constante C et les exposants b_j ont le même sens et la même interprétation géométrique que dans le cas précédent.

La détermination de C et b_j se fait soit par la succession des essais uni-factorielle soit par la méthode de planification des expériences.

IV.2. Présentation du modèle:

IV.2.1. Planification des expériences:

À la différence de la méthode uni-factorielle, la méthode de planification des expériences consiste en la réalisation des essais où tous les facteurs varient simultanément selon un plan préalablement établis. Dans ce cas, l'efficacité de l'expérience augmente du moment que le nombre des essais est plus petit.

Dans le cas de l'étude d'un processus connu, on choisit souvent un polynôme. Ce dernier améliore l'approximation s'il est d'un ordre élevé.

Les coefficients de régression sont notés par b_j .

Le modèle s'exprime par :

$$y = C \cdot x_1^{b_1} \cdot x_2^{b_2} \dots x_j^{b_j} \dots x_m^{b_m} \tag{IV. 9}$$

La linéarisation de l'équation (IV. 9) donne:

$$\ln y = \ln c + b_1 \ln x_1 + b_2 \ln x_2 + \dots + b_j \ln x_j + b_m \ln x_m \tag{IV. 10}$$

$$\dot{y} = b_0 + b_1 \dot{x}_1 + b_2 \dot{x}_2 \dots + b_j \dot{x}_j + b_m \dot{x}_m \tag{IV. 11}$$

L'équation (IV.11) représente le modèle linéaire.

Le niveau de base des facteurs $x_{j,0}$ (Figure IV.2) peut être choisi par l'expérimentateur en fonction à priori de l'information sur le processus. Les valeurs de la variable $x_{j,0}$ doivent être choisies de telle façon qu'elle conditionne l'origine technologique supposée meilleure au début de l'expérience. L'intervalle de variation pour chaque facteur (I_j) additionné au niveau de base donne le niveau supérieur d'une part et retranché de celui-ci donne le niveau inférieur d'autre part.

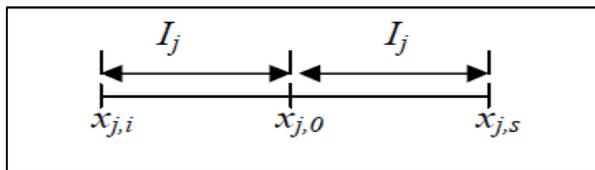


Figure IV.2 : Niveau de base et l'intervalle de variation de chaque facteur.

$$\begin{cases} x_{j,i} = x_{j,0} - I_j \\ x_{j,s} = x_{j,0} + I_j \end{cases} \quad (\text{IV. 12})$$

Ou:

$$x_{j,0} = x_{j,i} + I_j ;$$

$$x_{j,0} = x_{j,s} - I_j ;$$

$$2I_j = x_{j,s} - x_{j,i}.$$

Avec:

$$I_j = \frac{x_{j,s} - x_{j,i}}{2} \quad (\text{IV. 13})$$

Il est nécessaire que les valeurs $x_{j,s}$ et $x_{j,i}$ aient un sens physique et quelle se détermine facilement et exactement en pratique.

La codification des facteurs c'est une procédure de transformation de valeurs naturelles des différents niveaux des facteurs en grandeurs codifiées et sans dimensions. Le but de cette procédure de codification est d'obtenir une présentation plus commode d'une matrice standard des expériences et de faciliter le traitement des données expérimentales.

La codification se fait d'après la formule suivante:

$$K_j = \frac{x_j - x_{j,0}}{I_j} \quad (\text{IV. 14})$$

Pour le modèle :

$$K_j = \frac{2(\ln x_j - \ln x_{j,s})}{(\ln x_{j,s} - \ln x_{j,i})} + 1 \quad (\text{IV. 15})$$

Où :

K_j : est la notation codifiée du facteur j, elle prend les valeurs :

+1 pour le niveau supérieur.

-1 pour le niveau inférieur.

0 pour le niveau de base.

L'interprétation géométrique est notée sur la (Figure IV.3) :

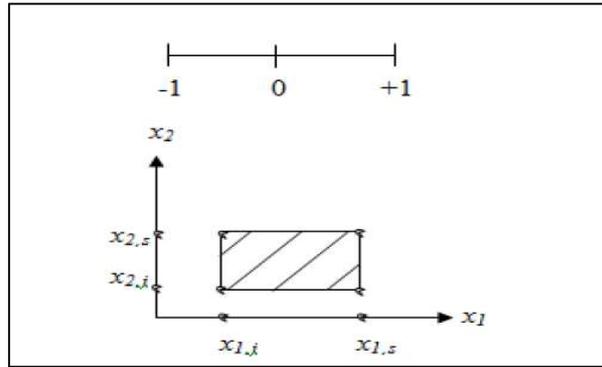


Figure IV.3 : Interprétation géométrique de codification des facteurs.

IV.2.2. Etablissement de la matrice d'une expérience planifiée :

D'abord on doit déterminer le nombre global nécessaire et suffisant des essais d'après la formule suivante:

$$n = p^m \tag{IV.16}$$

Où:

p: nombre de niveau des facteurs.

m: nombre de facteurs.

n: nombre d'essais.

La matrice d'une expérience planifiée représente un tableau comportant les valeurs codifiées des facteurs. Elle comprend les vecteurs colonnes correspondant au nombre de facteurs et des vecteurs lignes déterminant les conditions de réalisation des essais. Sur le (tableau IV.1) est montrée la matrice des expériences pour les facteurs (*m* = 2)

Numéro d'essai	Z ₀	Z ₁	Z ₂	Y
1	+1	-1	-1	
2	+1	+1	-1	
3	+1	-1	+1	
4	+1	+1	+1	

Tableau IV.1 : Matrice d'expériences d'un plan factoriel complet 2² [52]

La matrice planifiée a les propriétés suivantes :

- $\sum_{i=1}^n Z_{j,i} = 0$ $j \in (1 \div m)$. (Symétrie).
- $\sum_{i=1}^n Z_{j,i}^2 = n$.
- $\sum_{i=1}^n Z_{j,i} \cdot Z_{u,i} = 0$ $j, u \in \{1 \div m\}$. Orthogonalité de la matrice.

A l'aide de ses propriétés on vérifie la véridicité d'établissement des matrices.

Pour le calcul des coefficients b_j où ($j = 0: m$) de l'équation (IV.9) en fait appel à la MMC. Etant donné que la matrice de l'expérience $|Z|$ est orthogonale; $|Z^T \cdot Z|$ est diagonale.

Z^T : La matrice transposée de Z .

Le calcul d'après la MMC, donne:

$$b_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_0 y_i \quad (\text{IV. 17})$$

$$b_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_{j,i} y_i \quad ; j \in (1, m) \quad (\text{IV. 18})$$

La grandeur Z_0 est une indication codifiée d'une variable fictive qui prend seulement la valeur (+1) et s'utilise pour la détermination du membre libre de l'équation b_0 .

En se référant à l'équation (IV.11) d'où :

$$\dot{y} = b_0 + \sum_{i=1}^m b_j x_j \quad (\text{IV. 19})$$

Le système d'équation sous la forme matricielle s'écrit:

$$X \cdot B = Y \quad (\text{IV. 20})$$

Les coefficients b_0, b_j , après résolution du système (IV.20), seront donnés par les formules suivantes :

$$b_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_0 y_i \quad (\text{IV. 21})$$

$$b_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{j,i} y_i \quad (\text{IV. 22})$$

Après avoir déterminé les coefficients, on obtient la forme générale du modèle, en faisant:

$$\hat{y} = e^{\dot{y}},$$

Donc, le modèle proposé est de la forme suivante :

$$\hat{y} = C \cdot x_1^{b_1} \cdot x_2^{b_2} \dots x_m^{b_m} \quad (\text{IV.23})$$

Les résultats expérimentaux doivent être confrontés avec les valeurs calculées d'après le modèle proposé. Ceci permet de vérifier la corrélation ou l'adéquation du modèle qui sera déterminé d'après le coefficient de corrélation R.

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \bar{y})^2}} \quad (\text{IV.24})$$

Avec :

$$\bar{y}_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (\text{IV.25})$$

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \bar{y}_i \quad (\text{IV.26})$$

L'équation du modèle peut être évaluée également par le coefficient de détermination R².

R² tend vers 1 : le modèle est bon.

R² tend vers 0 : le modèle est mauvais.

IV.3. Validation du modèle proposé :

IV.3.1. Test de normalisation des résultats de mesure:

Une analyse statistique a été élaborée afin de vérifier la normalité des valeurs de vibration mesurées selon la variation de la viscosité des lubrifiants utilisés.

La probabilité de distribution des vibrations par rapport à la viscosité pour chaque vitesse de rotation est donnée par la fonction de répartition selon la (Figure IV.4) :

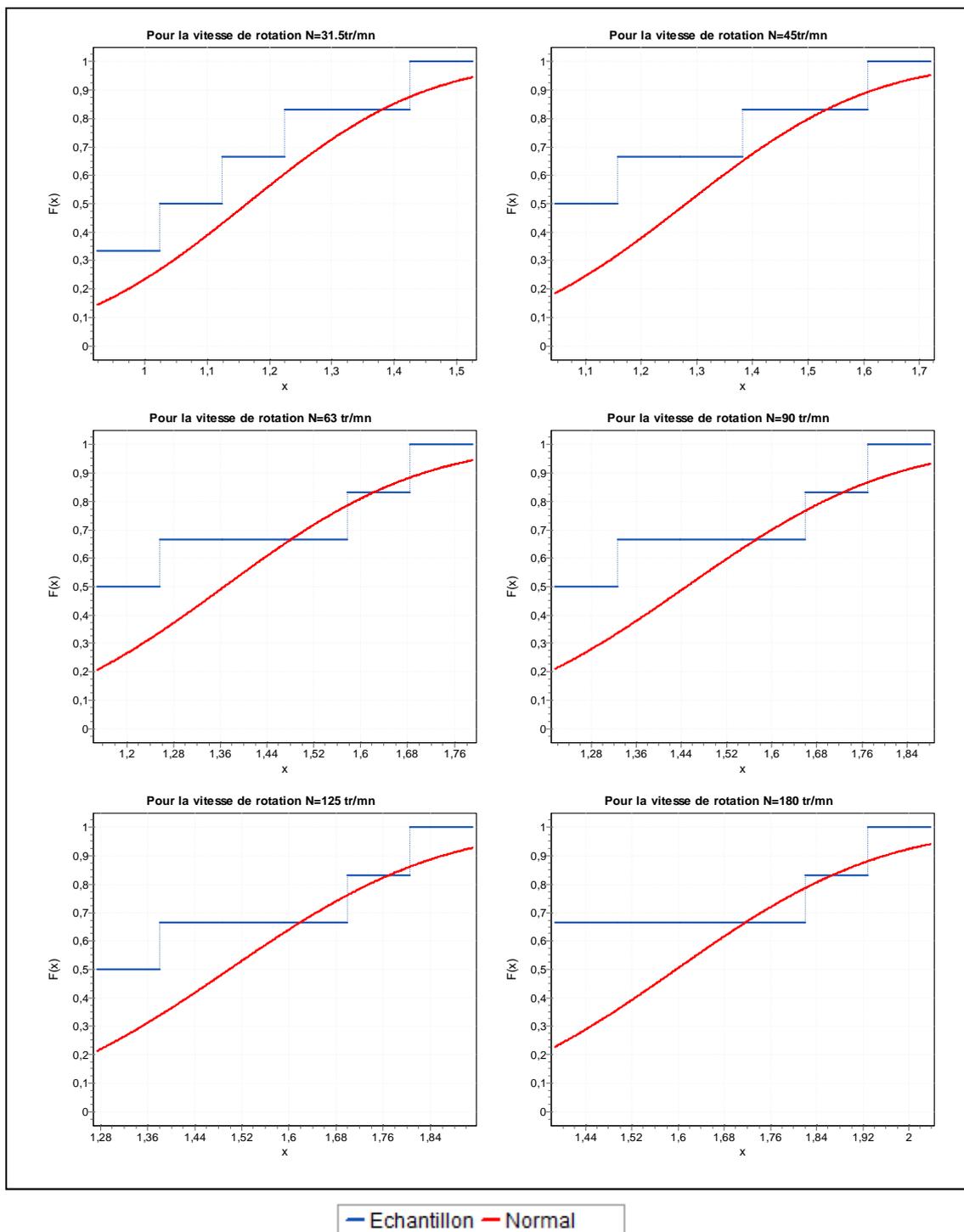


Figure IV.4 : Fonction de répartition des valeurs de vibration mesurées.

On va procéder à un test de Kolmogorov-Smirnov, ce dernier compare la fonction de répartition uniforme avec la fonction de répartition de l'échantillon analysé. L'idée est de calculer la distance maximale entre les fonctions théoriques et empiriques. Si cette distance dépasse une certaine valeur, qu'on lira dans un tableau, on dira que l'échantillon est mauvais ou rejeter.

Les résultats du test sont représentés sur le (tableau IV.2).

Résultat du test de Kolmogorov-Smirnov:						
loi Normal						
Vitesse de rotation (tr/mn)	31.5	45	63	90	125	180
Coefficients (σ , μ)	($\sigma = 0,22556$ $\mu = 1,1638$)	($\sigma = 0,26272$ $\mu = 1,2807$)	($\sigma = 0,26552$ $\mu = 1,3665$)	($\sigma = 0,28855$ $\mu = 1,4487$)	($\sigma = 0,28242$ $\mu = 1,4983$)	($\sigma = 0,28096$ $\mu = 1,5967$)
Taille de l'échantillon	6	6	6	6	6	6
Statistique	0.23918	0.28726	0.26555	0.27543	0.27863	0.32377
Valeur de P	0.92831	0.61004	0.70449	0.66172	0.64775	0.45848
α (Risque)	0.05					
Valeur critique	0.51926					
Rejeter?	Non	Non	Non	Non	Non	Non

Tableau IV.2 : Résultat du test de Kolmogorov-Smirnov (loi Normal)

On voit clairement d'après les résultats du test effectué qu'on ne peut pas rejeter l'idée que notre échantillon suit une loi normale et ce pour une probabilité de confiance de 95% (risque 0.05).

IV.3.2. Application et vérification du modèle:

On prend parmi les paramètres d'entrée (les facteurs) suivants:

- ✓ La viscosité $x_1 = (32 - 215)$ mm²/s.
- ✓ La vitesse de rotation $x_2 = (31.5 - 180)$ tr/min.

Les y_i sont les paramètres de sortie qui sont les mesures de la vitesse de vibration prises pour ces valeurs de viscosité et de vitesse de rotation.

En plus de la relation demandée ci-dessus, on s'intéresse à la force de liaison entre ces paramètres, à l'analyse des résultats expérimentaux et au modèle déduit. Pour deux paramètres d'entrée, on a un modèle de la forme:

$$y = C \cdot x_1^{b_1} \cdot x_2^{b_2} \quad (\text{IV.27})$$

La linéarisation de (IV. 27) donne :

$$\ln y = \ln C + b_1 \ln x_1 + b_2 \ln x_2 \quad (\text{IV. 28})$$

L'équation (IV. 28) peut s'écrire également :

$$\dot{y} = b_0 + b_1 k_1 + b_2 k_2 \quad (\text{IV. 29})$$

$$\hat{y} = e^{\dot{y}} \quad (\text{IV. 30})$$

C'est le modèle théorique de vibration.

Dans le (tableau IV.3), sont regroupés les principaux paramètres qui permettent d'établir le modèle de vibration.

N° essai	Codification des facteurs			Vibration mesurée (\bar{y}_i)	$\dot{y}_i = \ln \bar{y}_i$	Valeurs des facteurs	
	z_0	z_1	z_2			x_1	x_2
1	+1	-1	-1	1.525	0.421	32	31.5
2	+1	+1	-1	0.970	-0.030	215	31.5
3	+1	-1	+1	2.037	0.711	32	180
4	+1	+1	+1	1.391	0.330	215	180

Tableau IV.3 : Résultats expérimentaux des mesures vibratoires.

❖ Calcul de \hat{y} :

Selon l'équation (IV. 29) :

$$\dot{y} = b_0 + b_1 k_1 + b_2 k_2$$

➤ Calcul du nombre libre b_0 de l'équation :

$$\text{Pour } n = 4, \quad b_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^4 z_0 \dot{y}_i = 0.358$$

➤ Calcul des coefficients de régression b_j :

On a:

$$b_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_{j,i} \dot{y}_i \quad ; j \in (1, m)$$

Le calcul donne:

$$b_1 = -0.208$$

$$b_2 = 0.1625$$

➤ Calcul des codifications:

$$k_1 = \frac{2(\ln x_1 - \ln x_{1,s})}{(\ln x_{1,s} - \ln x_{1,i})} + 1 = \frac{2(\ln x_1 - \ln x_{1,s})}{(\ln x_{1,s} - \ln x_{1,i})} + 1 = 1.049 \ln x_1 - 4.637$$

$$k_2 = \frac{2(\ln x_2 - \ln x_{2,s})}{(\ln x_{2,s} - \ln x_{2,i})} + 1 = \frac{2(\ln x_2 - \ln x_{2,s})}{(\ln x_{2,s} - \ln x_{2,i})} + 1 = 1.147 \ln x_2 - 4.957$$

En remplaçant les valeurs des coefficients de régression et des codifications dans l'équation (IV. 29), on obtient:

$$\dot{y} = \mathbf{0.5169} - \mathbf{0.218} \ln x_1 + \mathbf{0.186} \ln x_2$$

Donc l'équation du modèle de vibration sera:

$$\hat{y} = e^{0.5169} \cdot x_1^{-0.218} \cdot x_2^{0.186}$$

Si on affecte à la vitesse de vibration V et on remplace x_1 et x_2 par leurs grandeurs respectives, à savoir : la viscosité cinématique ν et la vitesse de rotation N on aura finalement pour le modèle de vibration, l'équation suivante:

$$V = e^{0.5169} \cdot \nu^{-0.218} \cdot N^{0.186}$$

Selon l'équation du modèle obtenue, on constate que la vibration varie inversement proportionnelle avec la viscosité par contre, elle est proportionnellement avec la vitesse de rotation.

L'ajustement de ce modèle aux mesures expérimentales obtenues dans le chapitre précédent se fait de la façon suivante:

Soit « V_m » la vibration mesurée et « V_c » la vibration calculée par le modèle obtenu. Ainsi le coefficient de corrélation « R » est calculé par la méthode des moindres carrés selon l'équation (IV. 24).

Le (tableau IV.4) présente tous les résultats de calcul obtenus tels que ; les valeurs de la vibration mesurée et celles prédites par le modèle et les coefficients de corrélation pour les différents essais réalisés:

Viscosité (mm ² /s)	Vitesse de rotation (tr/mn)	Vibration mesurée (V _m)	Vibration modélisée (V _c)	Coefficient de corrélation (R)
32	31.5	1,525	1,496	0.9663
68	31.5	1,320	1,269	
105	31.5	1,144	1,154	
150	31.5	1,100	1,068	
158	31.5	0,924	1,056	
215	31.5	0,970	0,987	
32	45	1,720	1,599	0.9745
68	45	1,475	1,356	
105	45	1,200	1,234	
150	45	1,153	1,141	
158	45	1,045	1,129	
215	45	1,091	1,055	
32	63	1,791	1,702	0.9789
68	63	1,595	1,444	
105	63	1,300	1,313	
150	63	1,194	1,215	
158	63	1,170	1,201	
215	63	1,149	1,123	
32	90	1,881	1,819	0.9608
68	90	1,739	1,543	
105	90	1,369	1,404	
150	90	1,258	1,298	
158	90	1,229	1,284	
215	90	1,216	1,200	
32	125	1,912	1,933	0.9523
68	125	1,795	1,640	
105	125	1,418	1,492	
150	125	1,313	1,380	
158	125	1,274	1,365	
215	125	1,278	1,276	
32	180	2,037	2,069	0.9605
68	180	1,862	1,755	
105	180	1,483	1,597	
150	180	1,420	1,477	
158	180	1,387	1,461	
215	180	1,391	1,366	

Tableau IV.4 : Les résultats de calcul.

La comparaison entre les valeurs de vibration obtenues par le modèle et celles mesurées est présentée par la (Figure IV.5).

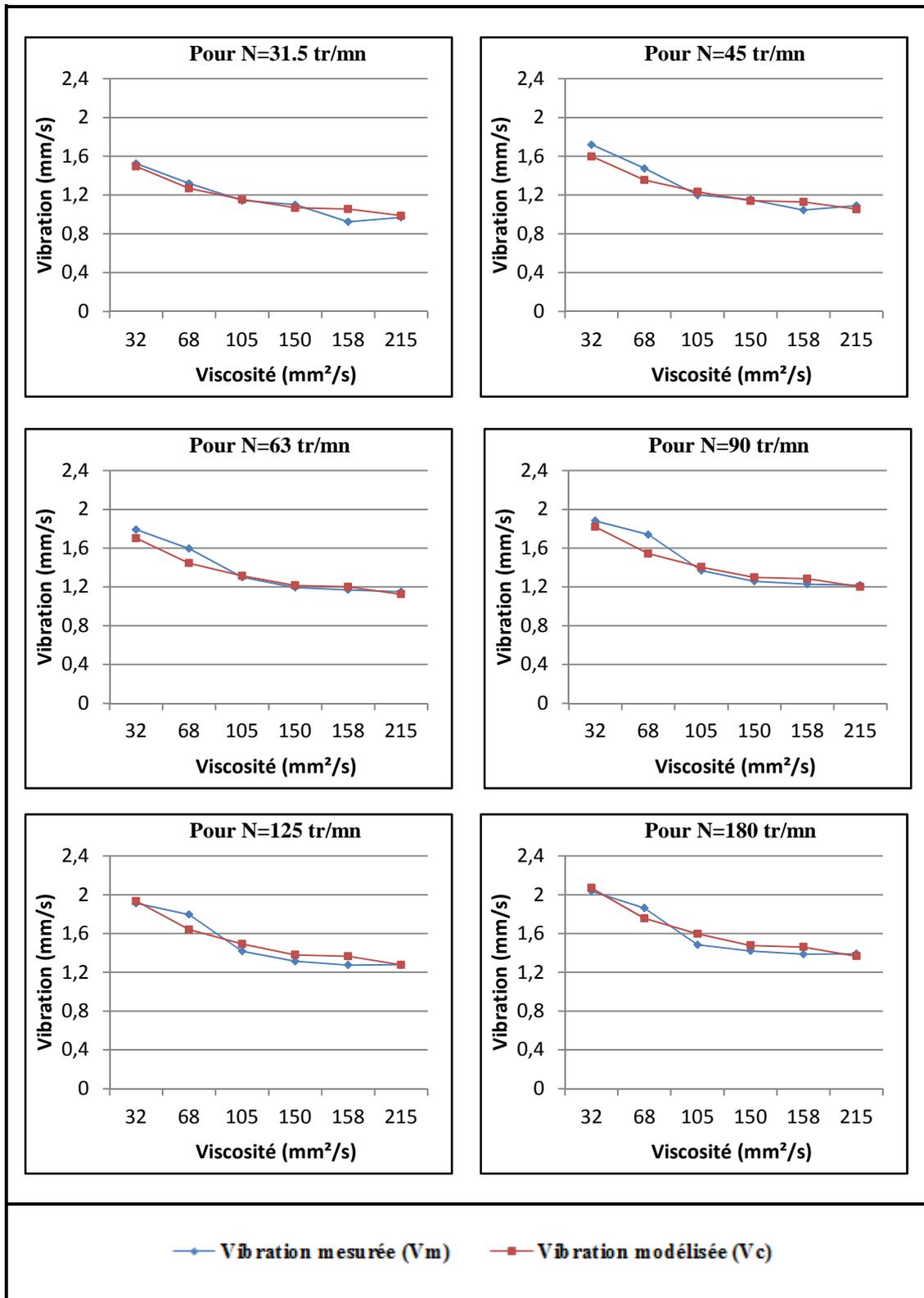


Figure IV.5 : Comparaison entre le modèle développé et les mesures.

Nous remarquons une bonne corrélation entre les vibrations modélisées et celles mesurées. Sur le tableau ci-dessous, on a évalué pour chaque cas obtenu le coefficient de détermination R^2 .

Vitesse de rotation (tr/mn)	N=31.5	N=45	N=63	N=90	N=125	N=180
Coefficient de détermination R^2	0.9338	0.9498	0.9584	0.9231	0.9070	0.9227

Tableau IV.5 : Coefficients de détermination.

Selon les résultats du (tableau IV.5), on peut conclure que d'après les valeurs du coefficient de détermination R^2 et qui sont bons. En effet, les valeurs de R^2 obtenues tendent vers 1, ce qui confirme la bonne concordance entre le modèle proposé et l'expérimentation.

IV.4. Conclusion :

Le traitement statistique des résultats expérimentaux donne la relation fonctionnelle entre un paramètre y et des facteurs x_i ($y = f(x_1, x_2, \dots, x_m)$). Dans notre cas et selon les résultats obtenus, le coefficient de corrélation R est plus proche de 1 ce qui donne une approximation satisfaisante de la variation de la vibration en fonction de la viscosité et la vitesse de rotation.

Néanmoins, une étude plus approfondie est nécessaire sur le sujet, notamment en ce qui concerne la qualité et la précision des mesures, ce qui n'est pas facile à obtenir compte tenu de la faible variation de la vitesse de rotation.

Conclusion générale

Conclusion générale :

L'objectif principal du travail présenté dans ce mémoire est de mieux comprendre le phénomène de la lubrification, souligner l'importance des lubrifiants dans le fonctionnement des organes des machines tournantes et le choix de la qualité de ces derniers d'une part.

La première partie de notre travail a permis de bien comprendre le rôle des lubrifiants et leurs propriétés dont la viscosité est la plus importante. La température, la pression et le taux de cisaillement sont les principaux facteurs qui influent sur la viscosité au cours du fonctionnement.

La viscosité varie avec la température, une huile trop visqueuse à des basses températures peut nuire les pièces à lubrifier, de ce fait, une huile doit être d'une part suffisamment fluide pour assurer une bonne lubrification des pièces et empêcher l'usure de celles-ci et d'autre part, elle doit être suffisamment épaisse afin d'assurer une bonne séparation des pièces en mouvement quand cette dernière atteint des températures importantes.

D'autre part, nous nous sommes particulièrement intéressés à l'influence de la qualité des lubrifiants sur l'amplitude de la vibration des machines tournantes lubrifiées.

Pour ce faire, une expérience qui suit l'évolution de la vibration d'un composant d'une machine tournante lubrifié avec des lubrifiants de différents grades de viscosité a été réalisée, et ce à partir des mesures vibratoires réalisées dans ce sens.

Un dispositif original permettant de simuler les conditions réelles de fonctionnement d'un engrenage a été construit essentiellement d'un pignon, une roue et un bain formé à la partie inférieure des roues dentées pour assurer la lubrification de ces derniers par barbotage. Le dispositif est entraîné par le mandrin d'un tour et ce pour pouvoir varier la vitesse de rotation du système.

Nous avons pris quatre points de mesure qui ont été choisis sur les quatre paliers de notre système d'engrenage, deux pour le pignon motrice et les deux autres pour la roue réceptrice. Six vitesses de rotation ont été choisies pour tester six lubrifiants de qualités différentes.

D'après les résultats obtenus, on peut tirer les conclusions suivantes :

- La variation de la viscosité due au changement des lubrifiants affecte la vibration des composants machine, les résultats de mesure varient suite à la variation des lubrifiants,

donc il y'a une relation abondante entre la viscosité du lubrifiant et l'amplitude de vibration.

- La vibration varie inversement à la viscosité du lubrifiant, c'est-à-dire si la qualité du lubrifiant se dégrade (diminution de la viscosité) le niveau vibratoire de notre système d'engrenage augmente en conséquence.
- La viscosité du lubrifiant joue un rôle important, car elle a une forte influence sur l'épaisseur du film, comme l'épaisseur de ce dernier diminue, l'effet d'amortissement du film d'huile entre les surfaces d'engrènement réduit entraîne une augmentation du niveau de vibration.
- L'amplitude de la vitesse de vibration croît proportionnellement à la vitesse de rotation.
- La lubrification des engrenages peu chargés à des vitesses moyennes, et qui sont lubrifiés avec une huile relativement visqueuse, entraîne la séparation des dents par un film suffisamment épais et ce pour supprimer tout contact métal sur métal. Donc, les vibrations dans ce cas seront insignifiantes.
- Selon les résultats obtenus à partir du modèle de régression proposé de la vibration en fonction de la viscosité du lubrifiant, on peut conclure qu'il existe une corrélation linéaire étroite (valeurs du coefficient de corrélation $R \geq 0,95$).
- D'après les valeurs des coefficients de détermination R^2 obtenus pour le modèle, on constate qu'il exprime clairement la bonne concordance entre la théorie et l'expérimentation (les valeurs de R^2 tendent vers 1).

Dans un futur proche, la répétition des mêmes mesures va être réalisée et d'autres conditions de fonctionnement concernant les grandes vitesses de rotation vont aussi testées, en vue de généraliser au mieux les effets détectés. De plus, un travail expérimental va être conduit en vue de quantifier l'effet de la viscosité seule et de l'isoler de l'effet des autres caractéristiques du fluide.

D'autres améliorations de la modélisation vont aussi envisagées afin de développer un modèle pour caractériser la relation (vibration / viscosité) qui tient compte d'autres facteurs tels que la température et la pression et va être calculé avec plus de précision afin de représenter au mieux l'influence de la qualité du lubrifiant sur la vibration dans les différents organes de machines tournantes lubrifiées.

Références bibliographiques

Bibliographie :

- [1] Roland Bigret et Jacques-louis Féron. Diagnostic - maintenance - disponibilité des machines tournantes : modèles – mesurages - analyses des vibrations. Masson, paris, 1995.
- [2] LAKEHAL.A, Prédiction d’avaries et maîtrise du comportement dynamique des machines tournantes. Thèse de doctorat, Université Badji Mokhtar- Annaba, 2013.
- [3] J.FRÊNE, Butées et paliers hydrodynamiques. Techniques de l’ingénieur, article B 5320, 1995.
- [4] I.KHELF, Diagnostic des machines tournantes par les techniques de l’intelligence artificielle. Thèse de doctorat, Université Badji Mokhtar- Annaba, 2013.
- [5] BDIRINA.E, Diagnostic de défauts d’engrenage par analyse spectrale. Mémoire de magister, Université de M’sila, 2006.
- [6] Sari.M.R, Effets des polluants solides des lubrifiants sur les surfaces des roues dentées. Thèse de doctorat, Université Badji Mokhtar- Annaba, 2008.
- [7] LAIB. L, Etude de la stabilité à l’oxydation des huiles lubrifiantes algériennes (pour moteurs à essence). Mémoire de magister, Université de Boumerdes, 2010.
- [8] Kh.NEJJAR, Etude de la réactivité thermique d’une huile de lubrification des moteurs Diesel.Thèse de doctorat, Université Mohammed V- Agdal-Maroc, 2011.
- [9] COURVOISIER A et DU PARQUET J. "Bases et additifs pour lubrifiants", Frottement usure et lubrification dans l’industrie C 23 – C 42 Journées, 28 et 29 septembre 1978.
- [10] BENLALLI.Y, Modélisation numérique du comportement dynamique d’un film d’huile dans un roulement à billes.Thèse de doctorat, Université d’Annaba, 2008.
- [11] V.Stepina and V.Vesely, “Lubricants and special fluids”.Tribology series, 23, Czecho Slovakia, 1992.
- [12] Hutton, J. F. In: “The Rheology of Lubricants”. Ed. T. C. Davenport, Barking, Appl. Science Publ. 1973.
- [13] J.Ayel, M. Born “Lubrifiants et fluides pour l’automobile”. France IFP Editions technip 1998.
- [14] GROFF J.L.E. "ABC du graissage", Edition Technip, 1961.
- [15] J.Héng, Pratique de la maintenance préventive. Dunod, Paris, 2002.

- [16] J. Frêne, D. Nicolas, Lubrification hydrodynamique, cours de DEA, laboratoire de mécanique des solides, Université de Poitiers, 1986.
- [17] SO B.Y.C. and KLAUS E.E. "Viscosity-pressure correlation of liquids", ASLE Transactions, vol. 23, n° 4, P. 409-421, 1980.
- [18] R. Keith Mobley, "Maintenance fundamentals", 2^{ème} Edition, USA, 2004.
- [19] J. M. GEORGES.- Frottement, usure et lubrification, Edition Eyrolles, collection Sciences et technique de l'ingénieur, janvier 2000.
- [20] D. M. PIRRO, A. A. WESSOL, J.GEORGE WILLS, "Lubrification fundamentals", 2^{ème} Edition, Virginia, 2001.
- [21] J.P.CANSELIER, "Energie et formulation", Les cahiers de formulation, Vol. 13, Edition EDP Sciences, France, 2005, p. 61-62.
- [22] B. Sillon.-Les lubrifications pour automobiles, Société Française des chimistes l'actualité chimique, Octobre 2003
- [23] D. PHILIPPON, Lubrification par la phase gazeuse : tribochimie des additifs phosphorés et boratés. Thèse de doctorat, école centrale de Lyon, 2007.
- [24] FRÊNE J., ZAÏDI H., Introduction à la tribologie, Techniques de l'ingénieur, Paris, 2011.
- [25] www.skf.com/skf/support/html/dictionary.
- [26] www.vogelag.com
- [27] DISPOSITIFS DE LUBRIFICATION A L HUILE.doc <http://joho.monsite.orange.fr>
- [28] METHODES DE MAINTENANCE, LA LUBRIFICATION, http://bernarderic4926.perso.sfr.fr/dr/technologie_construction/dr_lubrification.pdf.
- [29] Claire BRENEUR, Eléments de la maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements. Thèse de doctorat, INSA de LYON, 2002.
- [30] Chaib Rachid, « la maintenance industrielle ».Edition Université Mentouri de Constantine, 2004.
- [31] AFNOR. Norme AFNOR X 60 - 010. Paris Afnor. (1990).

- [32] Luce S., "Amélioration de la disponibilité des équipements de production par l'optimisation de la gestion des stocks de maintenance". Thèse de doctorat de l'Université de Reims (1994).
- [33] D.AUGEIX, Analyse vibratoire des machines tournantes. Techniques de l'ingénieur, INSA Toulouse, 2001.
- [34] CHAIB.R, Contribution à l'optimisation de la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire. Thèse de doctorat, Université Mentouri de Constantine, 2007.
- [35] Brüel et kjoer, Shenck. Technical documentation C-40. Condition monitoring systems. 1994.
- [36] BOUZAOUIT.A, Influence de la vibration sur la durée de vie des roulements.Thèse de doctorat, Université Badji Mokhtar- Annaba, 2008.
- [37] F.Bogard, K.Debray, Y.Q.Guo, A.Pavan, Numerical methodology to easily detect defects in revolving machines by vibration analysis, ELSEVIER, Mécanique & industries 3(2002)79-87.
- [38] CHIEMENTIN.X, Localisation et quantification des sources vibratoires dans le cadre d'une maintenance préventive conditionnelle en vue de fiabiliser le diagnostic et le suivi de l'endommagement des composants mécaniques tournants : application aux roulements à billes. Thèse de doctorat, Université de Reims Champagne Ardenne, 2007.
- [39] A. BOULENGER, C.PACHAUD : « Diagnostic vibratoire en maintenance préventive » (Dunod, Paris, octobre 1999).
- [40] Philippe ESTOCQ, Une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulements à billes. Thèse de doctorat, Université de Reims Champagne Ardenne, 2004.
- [41] N.CHIKH, Analyse spectrale des vibrations, application à la maintenance des équipements. Mémoire de Magister, université M'hamed BOUGARA Boumerdes, 2005.
- [42] LALOUCHE. A, Diagnostic des machines tournantes, étude numérique et expérimentale, Mémoire de Magister, Université M'hamed BOUGARA Boumerdes, 2006.
- [43] Alain Boulenger, Christian Pachaud. Surveillance des machines par analyse des vibrations AFNOR, 1995.

- [44] Alain Boulenger, Christian Pachaud. Analyse vibratoire en maintenance : Surveillance et diagnostic des machines. Editions Dunod/L'Usine Nouvelle, 2003.
- [45] M. EL BADAOU, Contribution au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'analyse cepstrale. Thèse de doctorat, l'Université JEAN-MONNET, 1999.
- [46] Bechkri.B, Analyse des défauts de denture et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenages. Mémoire de Magister, Université Mentouri-constantine, 2007.
- [47] N.BEN SALEM, Lubrification et Graissage, Contrôle, surveillance e analyse des huiles. <http://www.technologuepro.com/cours-lubrification-graissage/TD-4-controle-des-huiles.pdf>.
- [48] SKF Vibration Penplus.<http://www.intech2000.com/downloads/web/41/41.4/774689.pdf>.
- [49] Les graisse et huiles, Les différents types de graisses et d'huiles. <http://umc.edu.dz/vf/images/cours/maintenance-industrielle/chapitre%206.pdf>.
- [50] Y. DODGE, Premiers pas en statistique, 2006, Springer-Verlag, France, 427 p.
- [51] P. CHAREILLE, Y. PINAULT, Statistique descriptive, 1997, Eds Dunod, Paris, 377 p.
- [52] A. KAMOUN, M.M. CHAABOUNI, H. F. AYEDI, " Plans d'expériences et traitements de surface, Technique de l'ingénieur (M 1428).