

Université 20 Août 1955-Skikda

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

Ref : D012119014D



جامعة 20 أوت 1955 سكيكدة

كلية التكنولوجيا

قسم: الهندسة الميكانيكية

المرجع: D012119014D

Thèse présentée en vue de l'obtention  
Du diplôme de  
**Doctorat en génie mécanique**

Option :  
**Electromécanique**

**Suivi et diagnostic précoce des avaries des pièces machines  
basés sur l'analyse des huiles**

Présentée par :  
**KRIKA Wafa**

Soutenue publiquement le 17 /07 / 2019

**Devant le jury composé de :**

Président :	M <sup>r</sup> . INEL Fouad	Maitre de conférences A	Université de Skikda
Encadreur :	M <sup>r</sup> . BOUZAOUIT Azzedine	Professeur	Université de Skikda
Examineur:	M <sup>r</sup> . HADJAJ Aouel Elias	Professeur	Université d'Annaba
Examineur :	M <sup>r</sup> . CHAIB Rachid	Professeur	Université de Constantine
Examineur:	M <sup>r</sup> . BELLAOUAR Ahmed	Professeur	Université de Constantine
Examineur:	M <sup>r</sup> . BELADI Ahmed	Maitre de conférences A	Université de Skikda

## **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 directeur de thèse monsieur **BOUZAOUIT Azzedine** professeur 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 **Innel Fouad MCA** à l'université de Skikda d'avoir accepté de présider le jury de soutenance.*

*J'adresse, aussi mes remerciements aux membres du jury qui ont accepté d'examiner cette thèse en lui apportant de l'intérêt : monsieur **Hadjadj Aouel Elias** professeur à l'université d'Annaba, monsieur **Chaib Rachid** professeur à l'université de Constantine, monsieur **Bellaouar Ahmed** professeur à l'université de Constantine et monsieur **Beladi Ahmed MCA** à l'université de Skikda.*

## Résumé

Dans le cadre de la maintenance conditionnelle, les pièces de machines tournantes tels que les engrenages qui sont surveillés et diagnostiqués en temps réel pour augmenter leur durée de vie et garantir leur disponibilité dans l'industrie. L'analyse des vibrations et l'analyse des huiles sont des techniques très répandues utilisées pour la surveillance et la détection de la plupart des défauts de fonctionnement ou de dégradation des engrenages.

Notre travail a pour objectif de fiabiliser le diagnostic et le suivi de l'évolution de la vibration d'un dispositif d'engrenage à travers l'intégration des problèmes inverses tels que la dégradation de la viscosité du lubrifiant.

Premièrement, une simulation numérique en 2D par la méthode des éléments finis a été effectuée pour étudier le comportement mécanique d'un système d'engrenage droit sans et avec la présence de plusieurs types des avaries sur une dent du pignon. Il s'agit d'étudier l'influence de ces défaillances sur les changements de la rigidité d'engrènement et sur la variation des contraintes de contact le long du trajet de fonctionnement.

Secondement, nous avons réalisé un dispositif d'engrenage en étudiant l'influence des différentes viscosités des lubrifiants sur ses vibrations. A la suite de cette expérience, un modèle de vibration en fonction du changement de la qualité 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 :** engrenage droit, diagnostic, analyse des huiles, analyse vibratoire, viscosité, simulation, modélisation.

## **Abstract**

As part of conditional maintenance, rotating machine parts such as gears are monitored and diagnosed in real time to increase their life and ensure their availability in the industry. Vibration analysis and oil analysis are widely used techniques for monitoring and detection of most gear malfunctions or degradation.

The aim of our work is to make the diagnosis more reliable and monitoring the evolution of the vibration of a gear device through the integration of inverse problems such as the degradation of the viscosity of the lubricant.

Firstly, a numerical simulation in 2D by the finite element method was carried out to study the mechanical behavior of a spur gear system without and with the presence of several types of damage on a tooth of the pinion. The aim is to study the influence of these failures on changes in meshing rigidity and on the variation of contact stresses along the operating path.

Secondly, we realized a gear device and studied the influence of the different lubricant viscosities on its vibration. Following this experience, a vibration model according to the change of state of the lubricants has been developed, based on the results of planned experiment. Then a correlation analysis of the model obtained was carried out and the results show the good agreement between theory and experimentation.

Key words: spur gear, diagnostic, oil analysis, vibration analysis, viscosity, simulation, modeling.

## المخلص

في سياق الصيانة الشريطية ، تتم مراقبة وتشخيص أجزاء الماكينة الدوارة مثل التروس في الوقت الفعلي لزيادة حياتها وضمان توافرها في الصناعة. تحليل الاهتزاز وتحليل الزيت من الأساليب المستخدمة على نطاق واسع لرصد و اكتشاف معظم الأعطال أو تدهور التروس.

يهدف عملنا إلى جعل تشخيص ومراقبة تطور اهتزاز جهاز التروس موثوقاً به من خلال دمج المشكلات العكسية مثل تدهور لزوجة زيوت التشحيم.

أولاً ، تم إجراء محاكاة رقمية ثنائية الأبعاد بطريقة العناصر المحددة لدراسة سلوك الميكانيكي لنظام التروس بدون ومع وجود عدة أنواع من الأعطال على سن من العجلة المسننة الصغيرة. الهدف من ذلك هو دراسة تأثير هذه الإخفاقات على التغيرات في صلابة الربط وعلى تباين ضغوط التلامس على طول مسار التشغيل .  
الجزء الثاني مخصص لتجسيد جهاز تروس مشحم. نحن مهتمون بتوصيف تأثير تباين لزوجة التشحيم على اهتزازاته . في أعقاب هذه ، التجربة تم تطوير نموذج اهتزاز يعتمد على تغيير حالة مواد التشحيم بناءً على نتائج التجربة المخططة. ثم تم إجراء تحليل الارتباط على النموذج الذي تم الحصول عليه و أظهرت النتائج وجود توافق جيد بين النظرية و التجريب.

**الكلمات المفتاحية :** التروس المسننة ، التشخيص ، تحليل الزيت ، تحليل الاهتزاز ، اللزوجة ، المحاكاة، النمذجة .

# **Table de matières**

## Table de matières

Remerciements.....	i
Résumé.....	ii
Table de matières.....	v
Nomenclature.....	ix
Acronymes.....	xiii
Listes des figures.....	xiv
Liste des tableaux.....	xviii
Introduction générale.....	1
<b><u>Chapitre I / Généralités sur les engrenages et la lubrification</u></b>	
<b>I.1. Introduction .....</b>	<b>04</b>
<b>I.2. Généralités sur les engrenages .....</b>	<b>04</b>
<b>I.2.1. Bref historique.....</b>	<b>04</b>
<b>I.2.2. Définition et classification des engrenages.....</b>	<b>05</b>
<b>I.2.3. Eléments géométriques des roues dentées .....</b>	<b>06</b>
<b>I.2.4. Points remarquables durant le processus d'engrènement .....</b>	<b>07</b>
<b>I.3. Sources de vibrations dans les transmissions par engrenage .....</b>	<b>09</b>
<b>I.3.1. Modèle de vibration théorique des engrenages .....</b>	<b>09</b>
<b>I.3.2. La raideur d'engrènement.....</b>	<b>10</b>
<b>I.3.3. Erreur de transmission.....</b>	<b>10</b>
<b>I.4. Famille d'avaries dans les engrenages.....</b>	<b>11</b>
<b>I.4.1. Les avaries superficielles.....</b>	<b>12</b>
<b>I.4.2. Détériorations par rupture .....</b>	<b>15</b>
<b>I.5. La lubrification .....</b>	<b>17</b>
<b>I.5.1. Définitions .....</b>	<b>17</b>
<b>I.5.2. Rôle des lubrifiants .....</b>	<b>18</b>
<b>I.5.3. Les huiles lubrifiantes .....</b>	<b>18</b>
<b>I.5.3.1. Propriétés caractéristiques des huiles .....</b>	<b>19</b>
<b>I.5.3.2. Les additifs .....</b>	<b>26</b>
<b>I.5.3.3. Principales classification des huiles lubrifiantes .....</b>	<b>28</b>
<b>I.5.4. les graisses lubrifiantes .....</b>	<b>31</b>
<b>I.5.5. Régimes de lubrification .....</b>	<b>32</b>
<b>I.5.6. Modes de lubrification.....</b>	<b>35</b>

<b>I.5.6.1.</b> Principaux dispositifs de lubrification à l'huile .....	35
<b>I.5.6.2.</b> Principaux dispositifs de graissage.....	37
<b>I.6.</b> Conclusion.....	38
<b><u>Chapitre II / La maintenance conditionnelle des systèmes industriels</u></b>	
<b>II.1.</b> Introduction.....	40
<b>II.2.</b> La fonction maintenance.....	40
<b>II.2.1.</b> Définition de la maintenance .....	40
<b>II.2.2.</b> Les diverses politiques de maintenance.....	41
<b>II.3.</b> Principe de la maintenance conditionnelle .....	43
<b>II.4.</b> Les aspects principaux de la mise en place d'un plan de maintenance préventive conditionnelle.....	45
<b>II.5.</b> Approches de maintenance conditionnelle.....	47
<b>II.6.</b> Classification des méthodes de diagnostic .....	48
<b>II.7.</b> Techniques d'analyse des défauts d'engrenage .....	49
<b>II.7.1.</b> Méthodes d'analyse des vibrations .....	49
<b>II.7.1.1.</b> Les indicateurs temporels .....	49
<b>II.7.1.2.</b> Les méthodes fréquentielles .....	51
<b>II.7.1.3.</b> Analyses dans le domaine temps-fréquence.....	53
<b>II.7.2.</b> Images vibratoires des défauts d'engrènement .....	55
<b>II.7.3.</b> Méthodes d'analyse des huiles .....	57
<b>II.7.3.1.</b> Le prélèvement d'un échantillon.....	58
<b>II.7.3.2.</b> Choix de la méthode de surveillance.....	59
<b>II.7.3.3.</b> Différents moyens d'analyse .....	60
<b>II.7.3.3.1.</b> Analyse physico-chimiques .....	60
<b>II.7.3.3.2.</b> Le comptage de particules.....	61
<b>II.7.3.3.3.</b> L'analyses spectrométriques.....	62
<b>II.7.3.3.4.</b> La ferrographique.....	62
<b>II.8.</b> Conclusion.....	63
<b><u>Chapitre III/ Simulation du comportement mécanique des engrenages avec et sans défauts</u></b>	
<b>III.1.</b> Introduction.....	64
<b>III.2.</b> Etude des engrenages dans le logiciel COMSOL Multiphysics .....	64
<b>III.3.</b> Importance de la rigidité des engrenages .....	65

<b>III.3.1.</b> Evaluation de la rigidité d'un maillage à l'aide d'une analyse de contact statique.....	66
<b>III.3.2.</b> Dépendance de la rigidité des engrenages aux différents paramètres.....	67
<b>III.4.</b> Etude des contraintes de contact d'un engrenage droit .....	67
<b>III.5.</b> Méthode des éléments finis (MEF) .....	69
<b>III.6.</b> Présentation et définition du modèle à étudier en 2D.....	71
<b>III.6.1.</b> Processus de simulation par le logiciel COMSOL .....	72
<b>III.6.2.</b> Maillage du domaine d'étude.....	73
<b>III.6.3.</b> Les types des défauts d'engrenage étudiés.. .....	74
<b>III.7.</b> Résultats et analyses.. .....	76
<b>III.7.1.</b> Etude de la rigidité de maillage d'engrenage .....	76
<b>III.7.2.</b> Etude des contraintes de contact d'engrenage .....	79
<b>III.8.</b> Etude de l'effet de variation des paramètres géométriques .....	82
<b>III.8.1.</b> Effet du nombre de dents ou de module.....	82
<b>III.8.2.</b> Effet de l'angle de pression.....	83
<b>III.8.3.</b> Discussion des résultats.....	83
<b>III.9.</b> Conclusion .....	86
<b><u>Chapitre IV/ Etude expérimentale et modélisation de la dégradation de la viscosité du lubrifiant</u></b>	
<b>IV.1.</b> Introduction.....	88
<b>IV.2.</b> Etude expérimentale.....	88
<b>IV.2.1.</b> Dispositif d'engrenage .....	88
<b>IV.2.2.</b> Les lubrifiants .....	89
<b>IV.2.3.</b> Appareil de mesure de la vibration.....	90
<b>IV.3.</b> Déroulement de l'essai .....	90
<b>IV.4.</b> Résultats et interprétations .....	91
<b>IV.4.1.</b> Influence de la vitesse de rotation sur l'amplitude de la vibration.....	95
<b>IV.4.2.</b> Influence de la viscosité du lubrifiant sur l'amplitude de la vibration.....	96
<b>IV.5.</b> Modélisation mathématique de l'effet de la dégradation de la viscosité du lubrifiant sur la vibration.....	96
<b>IV.5.1.</b> Modèle de l'analyse de régression et de corrélation.....	97
<b>IV.5.2.</b> Présentation de la méthode par plan d'expériences.....	98
<b>IV.5.2. 1.</b> Choix du modèle mathématique.....	98

<b>IV.5.2. 2.</b> Détermination des niveaux des différents facteurs.....	99
<b>IV.5.2. 3.</b> Codification des facteurs.....	100
<b>IV.5.2. 4.</b> Construction de la matrice d'expériences.....	101
<b>IV.5.2. 5.</b> Calcul des coefficients du modèle mathématique.....	101
<b>IV.6.</b> Méthodologie du travail.....	103
<b>IV.6.1.</b> Le test statistique.....	103
<b>IV.6.2.</b> Analyse statistique.....	104
<b>IV.6.3.</b> Application et vérification du modèle proposé .....	106
<b>IV.6.3.1.</b> Construction de la matrice d'expériences du modèle.....	106
<b>IV.6.3.2.</b> Validation du modèle.....	107
<b>IV.6.3.3.</b> Interprétation des résultats.....	108
<b>IV.7.</b> Conclusion .....	111
<b>Conclusion générale</b> .....	112
<b>Bibliographie</b> .....	115
<b>Annexe A</b> .....	122
<b>Annexe B</b> .....	128
<b>Annexe C</b> .....	135

## Liste des figures

### Chapitre I

<b>Figure I.1:</b> Anciennes définitions des engrenages .....	05
<b>Figure I.2:</b> Système d'engrenage .....	05
<b>Figure I.3 :</b> Les différents types d'engrenages .....	06
<b>Figure I.4 :</b> Caractéristiques géométriques d'un engrenage .....	06
<b>Figure I.5 :</b> Début de l'engrènement .....	07
<b>Figure I.6 :</b> Début du contact unique .....	08
<b>Figure I.7 :</b> Fin du contact unique .....	08
<b>Figure I.8 :</b> Fin de l'engrènement .....	08
<b>Figure I.9 :</b> Système à engrenage droit .....	09
<b>Figure I.10 :</b> Modèle à deux degrés de liberté .....	09
<b>Figure I.11 :</b> Evolution de la rigidité pour deux périodes d'engrènement .....	10
<b>Figure I.12 :</b> Erreur de transmission .....	11
<b>Figure I.13 :</b> Piqures .....	12
<b>Figure I.14 :</b> Grippage à froid .....	13
<b>Figure I.15 :</b> Grippage à chaud .....	13
<b>Figure I.16 :</b> Usure normale .....	14
<b>Figure I.17 :</b> Usure excessive .....	14
<b>Figure I.18 :</b> Ecaillage .....	15
<b>Figure I.19:</b> Rupture par fatigue .....	16
<b>Figure I.20 :</b> Rupture par concentration de contrainte .....	17
<b>Figure I.21 :</b> Schéma d'un contact lubrifié.....	17
<b>Figure I.22 :</b> Ecoulement newtonien dans un film d'huile.....	20
<b>Figure I.23 :</b> Différents modèles des tubes viscosimétriques.....	22
<b>Figure I.24 :</b> Variation de la viscosité avec la température pour une huile minérale paraffinique.....	22
<b>Figure I.25 :</b> Indice de viscosité.....	23
<b>Figure I.26 :</b> Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement.....	25
<b>Figure I.27 :</b> Courbe de Stribeck.....	33
<b>Figure I.28 :</b> Régime hydrodynamique.....	33
<b>Figure I.29 :</b> Régime limite.....	34

<b>Figure I.30</b> : Régime mixte.....	35
<b>Figure I.31</b> : Lubrification par bain d'huile.....	35
<b>Figure I.32</b> : Lubrification par barbotage et projection.....	36
<b>Figure I.33</b> : Principe de lubrification par circulation d'huile.....	36
<b>Figure I.34</b> : Principe de lubrification par brouillard d'huile.....	37
<b>Figure I.35</b> : Exemple de graisseur automatique.....	38
<b>Figure I.36</b> : Installation simplifiée de graissage centralisé.....	38
<b>Chapitre II</b>	
<b>Figure II.1</b> : Formes de maintenance .....	41
<b>Figure II.2</b> : Optimisation de la politique de maintenance .....	43
<b>Figure II.3</b> : principe de la maintenance conditionnelle .....	44
<b>Figure II.4</b> : Plan de la maintenance préventive conditionnelle avec sept modules .....	45
<b>Figure II.5</b> : Acquisition de données en fonction de disciplines .....	46
<b>Figure II.6</b> : Principe de génération de résidus à base de modèle .....	48
<b>Figure II.7</b> : Principe de diagnostic qualitatif .....	49
<b>Figure II.8</b> : Principe de la transformée de Fourier à court terme (TFCT).....	53
<b>Figure II.9</b> : Distribution de Wigner-Ville du signal temporel .....	55
<b>Figure II.10</b> : Image vibratoire théorique d'un engrenage en bon état .....	56
<b>Figure II.11</b> : Image vibratoire théorique d'une dent détériorée sur la roue motrice .....	56
<b>Figure II.12</b> : Effet des particules et de moisissures contenues dans l'huile sur les défaillances de la machine.....	57
<b>Chapitre III</b>	
<b>Figure III.1</b> : Les limites de contacts de la paire (à gauche), maillage par les éléments finis de la paire d'engrenages (à droite).....	66
<b>Figure III.2</b> : Cylindres en contact .....	68
<b>Figure III.3</b> : Deux dents en contact .....	69
<b>Figure III.4</b> : Discrétisation du domaine d'étude (maillage).....	70
<b>Figure III.5</b> : Géométrie du dispositif d'engrenage.....	71
<b>Figure III.6</b> : Contact lubrifié .....	72
<b>Figure III.7</b> : Géométrie du dispositif d'engrenage en 2D sous COMSOL.....	72
<b>Figure III.8</b> : Présentation du logiciel COMSOL Multiphysics.....	73
<b>Figure III.9</b> : Génération de maillage (Maillage du domaine de résolution).....	74
<b>Figure III.10</b> : Les types des défauts d'engrenage étudiés.....	75

<b>Figure III.11</b> : Variation de la rigidité de l'engrenage avec la rotation du pignon pour le défaut 'usure' .....	77
<b>Figure III.12</b> : Variation de la rigidité de l'engrenage avec la rotation du pignon pour le défaut 'fissure' .....	77
<b>Figure III.13</b> : Variation de la rigidité de l'engrenage avec la rotation du pignon pour le défaut 'fracture' .....	78
<b>Figure III.14</b> : Contrainte équivalente pour chaque avarie.....	79
<b>Figure III.15</b> : Diagramme de comparaison de la contrainte de von Mises pour le défaut 'usure' .....	80
<b>Figure III.16</b> : Diagramme de comparaison de la contrainte de von Mises pour le défaut 'fissure' .....	80
<b>Figure III.17</b> : Diagramme de comparaison de la contrainte de von Mises pour le défaut 'fracture' .....	80
<b>Figure III.18</b> : Distribution des contraintes maximales de von Mises dans la paire d'engrenages.....	81
<b>Figure III.19</b> : La variation de la rigidité de l'engrenage avec la rotation du pignon pour trois valeurs différentes du nombre de dents .....	83
<b>Figure III.20</b> : La variation de la rigidité de l'engrenage avec la rotation du pignon pour trois valeurs différentes de l'angle de pression.....	84
<b>Figure III.21</b> : Variation de la contrainte de von Mises en fonction du nombre de dents et d'angle de pression.....	84
<b>Figure III.22</b> : Distribution des contraintes maximales de von Mises dans la paire d'engrenage sous l'effet de la variation des paramètres géométriques....	85
<b>Chapitre IV</b>	
<b>Figure IV.1</b> : Système d'engrenage expérimental .....	89
<b>Figure IV.2</b> : Dispositif expérimental à engrenage .....	89
<b>Figure IV.3</b> : Photographie du vibromètre .....	90
<b>Figure IV.4</b> : Mesure de la vitesse de vibration .....	91
<b>Figure IV.5</b> : Evolution de la vitesse de vibration en fonction de la vitesse de rotation..	95
<b>Figure IV.6</b> : Variation de l'amplitude de vibration en fonction de la viscosité des lubrifiants.....	96
<b>Figure IV.7</b> : Principe de la méthode des moindres carrés.....	97
<b>Figure IV.8</b> : Relation facteurs réponses.....	98

<b>Figure IV.9</b> : Niveau de base et l'intervalle de variation de chaque facteur.....	99
<b>Figure IV.10</b> : Interprétation géométrique de codification des facteurs.....	100
<b>Figure IV.11</b> : Fonction de répartition des valeurs de vibration mesurées (loi normal)...	105
<b>Figure IV.12</b> : Comparaison entre le modèle développé et les mesures.....	110

## Liste des tableaux

### Chapitre I

<b>Tableau I.1:</b> Distribution et localisation des défaillances dans les boîtes de vitesses...	11
<b>Tableau I.2 :</b> Variation de la viscosité avec la pression d'une huile à caractère paraffinique .....	24
<b>Tableau I.3 :</b> Comparaison des variations de la viscosité avec la pression .....	24
<b>Tableau I.4 :</b> Classification ISO des huiles industrielles .....	29
<b>Tableau I.5 :</b> Classification des huiles moteurs (SAE J300, 1980).....	30
<b>Tableau I.6 :</b> Classification des huiles de transmissions (S A E J306 (1981)).....	31
<b>Tableau I.7 :</b> Classification NLGI des graisses et leurs applications.....	32

### Chapitre III

<b>Tableau III.1 :</b> Propriétés géométriques et mécaniques des engrenages .....	71
<b>Tableau III.2 :</b> Valeurs de variation de la rigidité de contact pour chaque type de défaut .....	76
<b>Tableau III.3 :</b> Contrainte maximale de von Mises le long du chemin de contact .....	79
<b>Tableau III.4 :</b> Caractéristiques géométriques des engrenages 1, 2 et 3.....	83

### Chapitre IV

<b>Tableau IV.1 :</b> Caractéristiques des lubrifiants .....	90
<b>Tableau IV.2 :</b> Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour $N= 31.5$ tr/mn	92
<b>Tableau IV.3 :</b> Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour $N= 45$ tr/mn	92
<b>Tableau IV.4 :</b> Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour $N= 63$ tr/mn	93
<b>Tableau IV.5 :</b> Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour $N= 90$ tr/mn	93
<b>Tableau IV.6 :</b> Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour $N= 125$ tr/mn	94
<b>Tableau IV.7 :</b> Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour $N= 180$ tr/mn	94
<b>Tableau IV.8 :</b> Matrice d'expériences d'un plan factoriel complet $2^2$ .....	101
<b>Tableau IV.9 :</b> Résultat du test de Kolmogorov-Smirnov (loi Normal) .....	106
<b>Tableau IV.10 :</b> Matrice des expériences et résultats expérimentaux des mesures Vibratoires .....	107
<b>Tableau IV.11 :</b> Les résultats de calcul.....	109
<b>Tableau IV.12 :</b> Coefficients de détermination.....	111

## Nomenclature

$p$	Le pas primitif
$m$	Le module
$d$	Le diamètre primitif
$Z_{1,2}$	Le nombre de dents pour le pignon et la roue respectivement
$h$	La hauteur des dents
$c$	Le vide à fond de la dent
$h_a$	La saillie de la dent
$h_f$	Le creux de la dent
$d_a$	Le diamètre de tête
$d_f$	Le diamètre du pied
$a$	L'entraxe
$d_{1,2}$	Les diamètres primitifs du pignon et de la roue respectivement
$x(t)$	Le déplacement
$\dot{x}(t)$	La vitesse
$\ddot{x}(t)$	L'accélération
$M$	La masse
$C$	L'amortissement
$K$	La rigidité
$F(t)$	la force d'excitation
$(F/S)$	Contrainte de cisaillement du fluide (en Pa).
$h'$	Epaisseur du film d'huile (en m).
$\eta$	Viscosité dynamique du fluide (en Pa.s).
$(du/dh)$	Taux de cisaillement du fluide (sans unité).
$\nu$	Viscosité cinématique du fluide (en $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ou CSt).
$\rho$	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).
$\eta_0$	Viscosité dynamique à une température donnée (en Pa.s).
$p$	Pression dans le contact (GPa).
$n'_0$	Viscosité dynamique à la pression atmosphérique (en Pa.s).
$\beta$	Coefficient de piézoviscosité (en $\text{GPa}^{-1}$ ).

$m_i$	Mesure de la dégradation
$c_{I_{pc}}$	Coût direct d'une intervention préventive conditionnelle
$c_{ic}$	Coût de la défaillance
$x(n)$	Signal temporel mesuré
$N_e$	Nombre d'échantillons prélevés dans le signal
$M_4$	Le moment statistique d'ordre 4
$M_2$	Le moment statistique d'ordre 2
$\bar{x}$	La valeur moyenne de l'amplitude vibratoire
$X(f)$	La transformée de Fourier
$f$	La variable fréquence
$X(k\Delta f)$	Transformée de Fourier discrète rapide
$t_e$	La période d'échantillonnage du signal temporel
$n$	Le numéro de l'échantillon
$k$	Le numéro de la ligne fréquentielle
$\Delta f$	L'intervalle entre deux raies fréquentielles
$C[s(t)]$	Cepstre (transformée inverse du logarithme du spectre).
$X_g(\tau, f)$	Transformée de Fourier à court terme
$W(t, \omega)$	La transformée de Wigner-Ville
$f_e$	La fréquence d'engrènement
$f_{1,2}$	Les fréquences de rotation du pignon et de la roue respectivement
$X_p(t)$	Le signal vibratoire engendré par les efforts sur les dents au niveau d'un palier
$b(t)$	Bruit composé d'harmoniques non synchrones
$a_m(t)$	Amplitude modulée
$\phi_m(t)$	Phase modulée
$Fc$	Fréquence de coïncidence
$\theta_w$	L'angle de rotation de la roue
$\theta_p$	L'angle de rotation du pignon
$gr$	Le rapport de transmission
$\theta_t$	L'angle de torsion de la roue.
$k_t$	La rigidité en torsion
$T$	Le moment de torsion

$k_g$	La rigidité le long de la ligne d'action
$d_{pw}$	Le diamètre primitif de la roue.
$\alpha$	L'angle de pression
$b$	La distance déformée entre deux cylindres
$F$	La force appliquée
$\nu_{1,2}$	Coefficients de Poisson des deux matériaux de pignon et de roue respectivement
$E_{1,2}$	Les modules d'élasticité du pignon et de roue respectivement
$L$	La largeur de la denture
$R_{1,2}$	Les rayons de courbure du profil du pignon et de la roue respectivement
$r_{1,2}$	Les rayons du cercle primitif du pignon et de la roue respectivement
$np$	Le nombre de dents du pignon
$N$	Vitesse de rotation du pignon
$V$	Viscosité cinématique du lubrifiant
$\hat{y}$	Valeur calculé d'après le modèle
$y_i$	Valeur observée
$S$	La somme des carrés des différences entre les valeurs expérimentales $\Delta y$ et celles de la fonction Y aux points correspondants
$R$	Coefficient de corrélation linéaire
$b_0$	Nombre libre de l'équation
$b_j$	Les coefficients de régression
$x_{j,i}, x_{j,0}, x_{j,s}$	Niveau de base et l'intervalle de variation de chaque facteur
$K_j$	La notation codifiée du facteur j
$p$	Nombre de niveau des facteurs
$m$	Nombre de facteurs
$nb$	Nombre d'essais
$Z$	La matrice de l'expérience
$Z^T$	La matrice transposée de Z
$Z_0$	Indication codifiée d'une variable fictive qui prend seulement la valeur +1
$\bar{y}_i$	La moyenne des valeurs observées
$\hat{y}_i$	Ln (La moyenne des valeurs observées)
$R^2$	Coefficient de détermination
$\sigma$	Ecart type

$\mu$	La moyenne
$\alpha$	Niveau de risque
$x_1$	Viscosité d'huile
$x_2$	Vitesse de rotation
$V$	Vitesse de vibration
$V_m$	Vibration mesurée
$V_c$	Vibration calculée
$\nu$	La viscosité cinématique

## Acronymes

HS	Régime hydrostatique
EHD	Régime élastohydrodynamique
RMS	Valeur efficace (Root Mean Square)
FFT	Transformée de Fourier discrète rapide
TFCT	Transformée de Fourier à court terme
TWV	Transformée de Wigner Ville
TAN	Indice d'acide total
TBN	Indice de base total
MEF	Méthode des éléments finis
EDP	Equation aux dérivées partielles
MMC	Méthode des moindres carrés

# **Introduction générale**

## **Introduction générale**

Les machines industrielles se composent d'un ensemble d'organes ou de pièces, assemblés et destinés à des utilisations très variées (stations de production d'énergie, stations de pompes, systèmes de propulsions, machines-outils, automobiles, équipement médicaux, accessoires domestiques et bien d'autres domaines).

Parmi les mécanismes les plus importants dans les machines et les applications industrielles on trouve les engrenages. Ils sont utilisés afin de transmettre une puissance, une variation de la vitesse ou de la direction de rotation. Les engrenages peuvent être facilement endommagés par plusieurs types des défauts à cause de : la charge appliquée élevée, une lubrification insuffisante, des conditions de fonctionnement difficiles, la fatigue de surface et les erreurs de transmission [1].

Plusieurs techniques de détection de défauts sont aujourd'hui à la disposition des ingénieurs de maintenance. Parmi celles-ci on peut citer l'analyse vibratoire et l'analyse des huiles qui sont très utilisées et pour détecter l'apparition et l'évolution de la plupart des défauts dans les engrenages.

La plupart des défaillances constatées dans les systèmes d'engrenages proviennent à cause de l'utilisation d'un lubrifiant inadéquat, ou dégradé qui perd ses propriétés en raison de la décomposition chimique et de la contamination à travers les particules solides provoquées par l'usure des surfaces en contact [2]. De ce fait, le choix de la qualité du lubrifiant, la méthode, ainsi que la fréquence de surveillance doivent être particulièrement étudiés. La recherche d'un point d'équilibre ou d'un optimum des paramètres physico-chimiques du lubrifiant utilisé (viscosité) est devenue un problème très sérieux pour la surveillance du bon fonctionnement des machines en question.

Dans la littérature, plusieurs études expérimentales ont été menées sur les lubrifiants et ses impacts sur le fonctionnement des engrenages, comme les travaux de Bartz et Fitzsimmons [3,4] ont étudié les dommages causés par la dégradation des lubrifiants et l'influence sur le cycle de vie et la perte de performance des systèmes.

D'autres chercheurs Abdulwahed A. Salem, Ahmed Abu-Siada et M.R. Sari [5-7] ont montré que la présence des particules dans l'huile entraîne une usure importante et des contraintes thermiques dans les zones de contact.

D'autre part, les technologies informatiques à base des méthodes théoriques et numériques sont devenues de plus en plus efficaces pour le diagnostic des défaillances dans les engrenages, comme la simulation numérique par la méthode des éléments finis. Ces approches ont connu un développement rapide et devenu plus puissant et moins coûteux.

Hwang et al [8] ont analysé par la méthode des éléments finis l'évolution de la contrainte de contact dans les engrenages droits et hélicoïdaux à différentes positions de contact pendant la rotation [9-12].

Le calcul de la rigidité fait l'objet de nombreuses études comme Chaari et al ont étudié l'effet d'une rupture ainsi que d'une fissure de la racine de dents sur la rigidité et le mouvement vibratoire par une méthode analytique [13,14]. D'autres travaux ont présenté une approche analytique et numérique par la méthode des éléments finis pour calculer la réduction de la rigidité totale d'engrenage due à la propagation de la de fissure [15, 16].

Le sujet proposé a les objectifs suivants :

- Étudier le comportement mécanique d'un système d'engrenage droit en utilisant la simulation numérique par la méthode des éléments finis.
- Faire des essais expérimentaux sur un dispositif d'engrenage pour voir l'évolution de la vibration d'un dispositif d'engrenage à travers l'intégration des problèmes inverses tels que la dégradation de la viscosité du lubrifiant, et le développement d'un modèle mathématique qui caractérise la vibration en fonction du changement d'état du lubrifiant.

Le manuscrit de cette thèse est organisé en quatre chapitres répartis comme suit :

Le premier chapitre présente dans un premier temps quelques rappels sur les engrenages et ses classifications en se basant sur les engrenages parallèles à dentures droites. Tout d'abord, nous présentons leurs éléments géométriques et mécanisme de fonctionnement. Ensuite nous introduisons les notions relatives au comportement dynamique des roues dentées en expliquant les différentes sources des vibrations dans ces derniers. Enfin nous identifions les avaries les plus fréquemment rencontrés dans ce type d'engrenage.

Dans un deuxième temps, nous présentons une étude focalisée sur la lubrification des machines.

Le second chapitre est consacré principalement à la présentation de quelques généralités sur la maintenance industrielle et les méthodes de diagnostic utilisées dans la maintenance préventive conditionnelle. Nous donnerons par la suite un aperçu général sur les différentes techniques de la surveillance et l'analyse des défauts d'engrenages basées sur les vibrations, d'autre part nous définissons les divers moyens d'analyse du lubrifiant.

Le troisième chapitre est consacré à l'exploitation du logiciel COMSOL multiphysiques pour la simulation d'engrenage, nous nous sommes intéressés à:

- L'analyse en deux dimensions d'une paire d'engrenages dans les deux cas sain et en présence des avaries locaux sur une dent (usure, fissure et rupture).
- Le calcul des changements de la rigidité d'engrènement en fonction de rotation du pignon influencé par chaque type de défaut.
- L'évolution et la distribution des contraintes de von Mises le long du trajet de contact.
- L'effet de la variation des paramètres géométriques, à savoir, le nombre de dents et l'angle de pression sur la rigidité et sur les contraintes de contact dans le cas d'un engrenage sans défaut.

Dans la partie expérimentale présentée au quatrième chapitre, nous étudions l'influence de la viscosité du lubrifiant sur l'amplitude de la vibration d'un dispositif d'engrenage lubrifié avec des différentes grades de viscosité, et entraîné par un moteur électrique en variant 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. La deuxième partie de ce chapitre est réservée pour l'analyse statistique afin de vérifier la normalité des valeurs de vibration obtenues selon la variation de la viscosité des lubrifiants utilisés. Ensuite on met en place une modélisation mathématique par la méthode de régression linéaire, basée sur les résultats d'expérience planifiée afin de développer un modèle de vibration en fonction de la dégradation de la viscosité des lubrifiants.

# **Chapitre I**

## ***Généralités sur les engrenages et la lubrification***

## **I.1. Introduction**

Les engrenages constituent des organes de transmission et de puissance qui sont largement répandus dans les domaines variés de la construction mécanique.

La lubrification des principaux organes d'une machine tournante tel que les engrenages permet d'assurer un film d'huile entre les surfaces en contact 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. 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 une introduction fonctionnelle des engrenages parallèles droits, ensuite nous introduisons les notions relatives au ses comportement dynamique en expliquant les phénomènes qui sont les sources de ces vibrations. Enfin nous identifions les avaries les plus fréquemment rencontrés dans ce type d'engrenage.

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 qu'est le paramètre le plus important qui caractérise l'huile, ainsi les différents régimes de lubrification et dispositifs de graissage.

## **I.2. Généralités sur les engrenages**

### **I.2.1. Bref historique**

L'entraînement positif entre deux axes a été l'objet de nombreuses évolutions au cours des âges comme en témoignent les reproductions ci-dessous de dessins de Léonard de Vinci (fin du XVème).

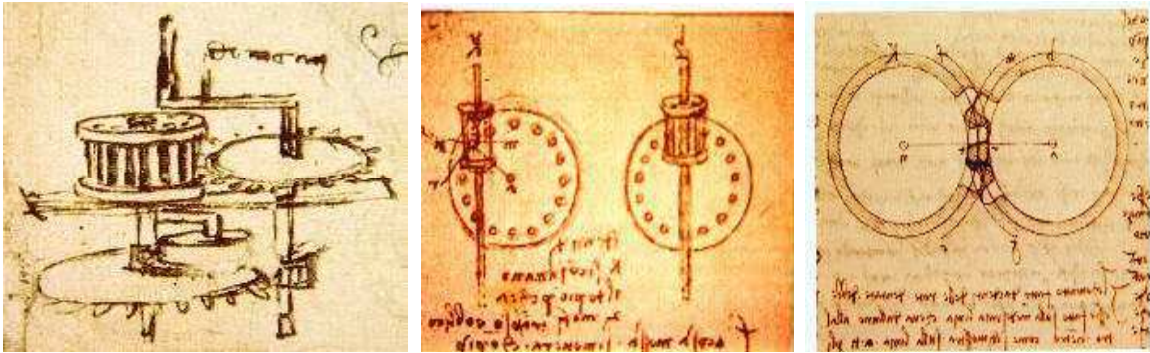


Figure I.1 : Anciennes définitions des engrenages [17].

## I.2.2. Définition et classification des engrenages

L'engrenage est l'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.2).

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 [18].

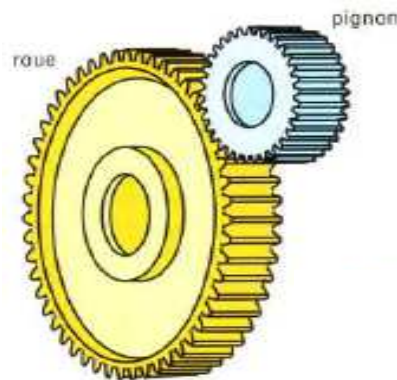
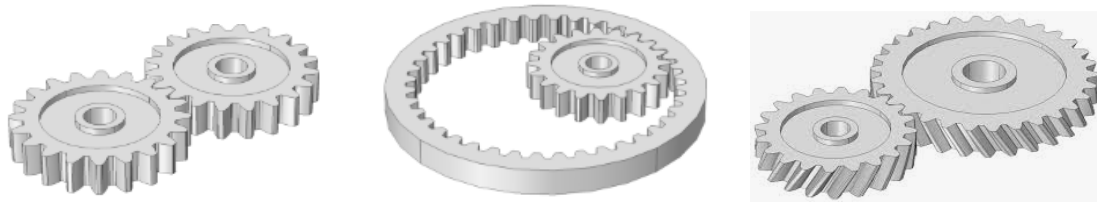


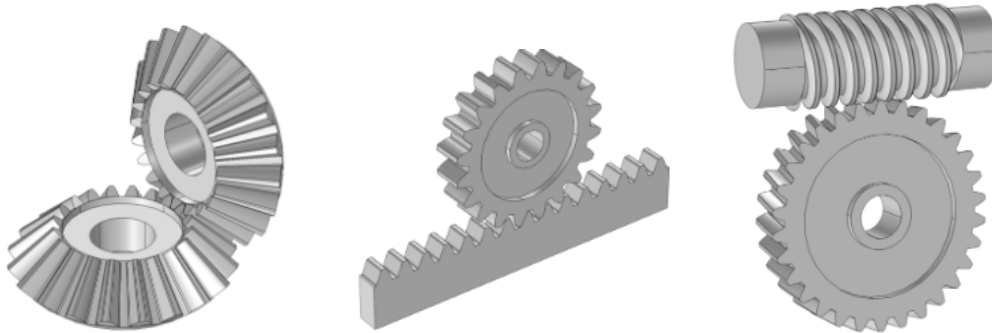
Figure I.2 : Système d'engrenage [17].

On classe les nombreux types d'engrenages (figure I.3) existants comme suit [19]:

- 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 recoupent.
- 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.



De gauche à droite : engrenage droit (à contact extérieur), engrenage droit (à denture intérieur), engrenage à denture hélicoïdale.



De gauche à droite : engrenage conique, engrenage à crémaillère, engrenage à vis sans fin

Figure I.3 : Les différents types d'engrenages [17, 19].

**I.2.3. Éléments géométriques des roues dentées :**

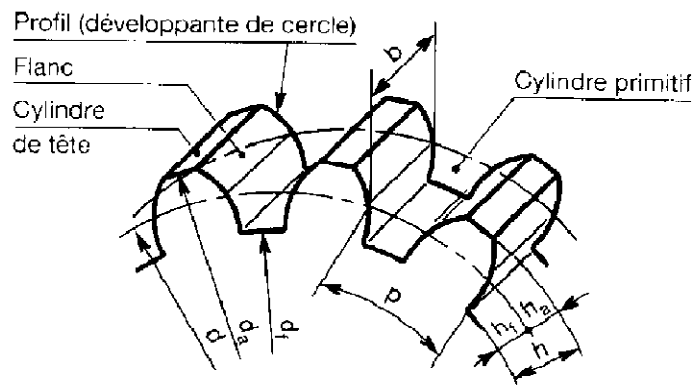


Figure I.4 : Caractéristiques géométriques d'un engrenage [20].

Généralement, une roue dentée d'un engrenage droit (figure I.4) se caractérise par [20]:

- Le pas primitif est la longueur de l'arc du cercle primitif entre deux profils homologues consécutifs :

$$p = \pi \cdot m \tag{I.1}$$

- Le module est le rapport du pas primitif sur  $\pi$ , le rapport du diamètre primitif sur le nombre de dents :

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z} \tag{I.2}$$

- La hauteur des dents est la distance radiale entre les cercles de tête et du pied :

$$h = 2 \cdot m \cdot C \tag{I.3}$$

Avec  $c$  : le vide à fond de la dent.

- La saillie est la distance radiale entre les cercles de tête et le primitif :

$$h_a = m \quad (\text{I.4})$$

- Le creux est la distance radiale entre les cercles du pied et le primitif :

$$h_f = m + C \quad (\text{I.5})$$

- Le diamètre primitif :

$$d = m \cdot Z \quad (\text{I.6})$$

- Le diamètre de tête :

$$d_a = d \pm 2 \cdot h_a = d \pm 2 \cdot m \quad (\text{I.7})$$

Avec  $+$  : denture extérieure.

- : denture intérieure

- Le diamètre du pied :

$$d_f = d \pm 2 \cdot h_f = d \pm 2 \cdot (m + C) \quad (\text{I.8})$$

- L'entraxe est la demi-somme (engrenage extérieur), demi -différence (engrenage intérieur) des diamètres primitifs des roues :

$$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} \quad (\text{I.9})$$

#### I.2.4. Points remarquables durant le processus d'engrènement

Dans le cas d'une approche bidimensionnelle, lors d'un engrènement le point de contact entre les profils en développante de cercle se déplace sur une droite tangente aux cercles de base, appelée droite d'action définie par  $T_1T_2$ , (figure I.5). Le point A matérialise le début de l'engrènement [21] : c'est le point d'intersection de la droite d'action avec le cercle de tête du pignon mené 1.

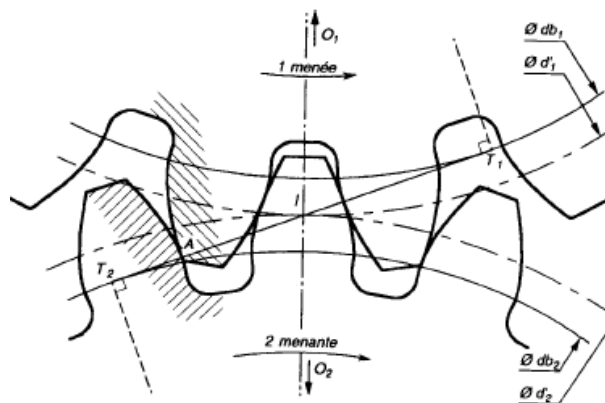


Figure I.5 : Début de l'engrènement [21].

Le point V de la figure (I.6) matérialise le début du contact unique, la dent précédente quittant le contact avec le pignon 1.

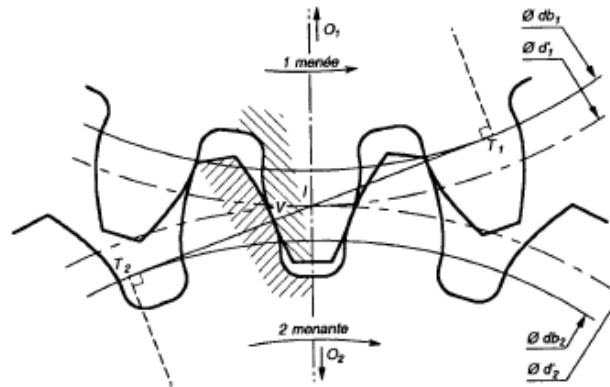


Figure I.6 : Début du contact unique [21].

Le point W de la figure (I.7) matérialise la fin de contact unique, la dent suivante entrant en contact avec le pignon 1.

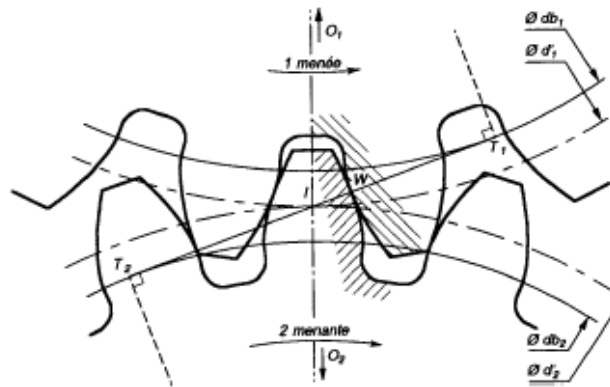


Figure I.7 : Fin du contact unique [21].

Le point B de la figure (I.8) matérialise la fin de l'engrènement, c'est le point d'intersection de la droite d'action avec le cercle de tête de la roue menante.

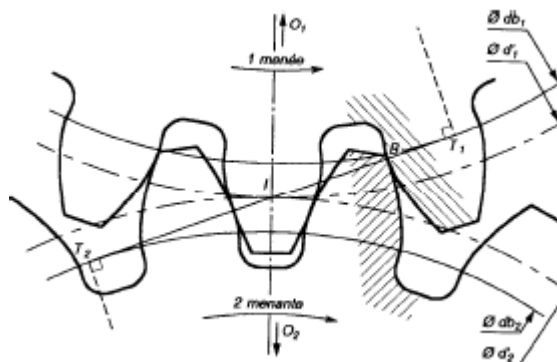


Figure I.8 : Fin de l'engrènement [21].

### I.3. Sources de vibrations dans les transmissions par engrenage

Il est bien connu qu'une transmission par engrenages participe de manière notoire à la production de vibration et de bruit par des excitations associées aux conditions de contact entre dentures [22]. Ces sources d'excitation proviennent principalement de l'impact entre les dents des deux roues lorsqu'elles engrènent, de la variation de la rigidité de la denture, d'excitation d'erreur et d'excitation de choc [23].

#### I.3.1. Modèle de vibration théorique des engrenages

Considérons le modèle d'une transmission par engrenage à étage simple de dentures droites : composé d'un moteur, d'une paire d'engrenage droite et d'une charge. Le système est présenté par la figure (I.9).

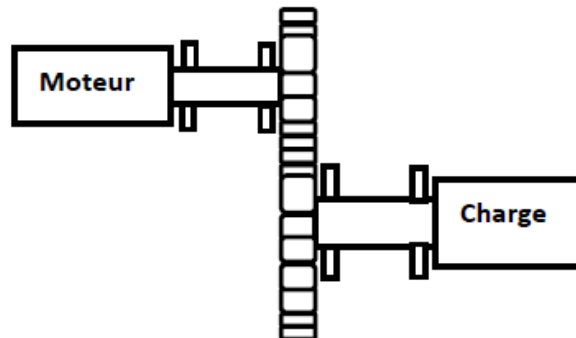


Figure I.9 : Système à engrenage droit.

Ce système [23, 24] d'engrènement est modélisé par un modèle à deux degrés de liberté (figure I.10), représenté par un amortissement  $C(t)$  et un ressort  $K(t)$ .

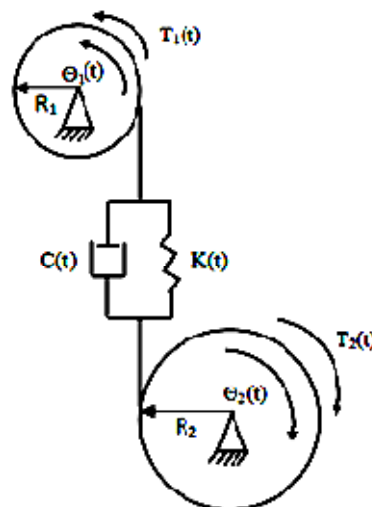


Figure I.10 : Modèle à deux degrés de liberté [23].

Le modèle de vibration théorique de ce système d'engrenage peut être exprimé par l'équation dynamique générale suivante :

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (\text{I.10})$$

Où :

$x(t)$ ,  $\dot{x}(t)$  et  $\ddot{x}(t)$  représentent respectivement le déplacement, la vitesse et l'accélération.

$M$ ,  $C$ ,  $K$  représentent respectivement la masse, l'amortissement et la rigidité.

$F(t)$  : est la force d'excitation.

### I.3. 2. La raideur d'engrènement

La raideur globale d'engrènement résulte de la déformation élastique des couples de dents en prise à chaque instant, sous l'action des efforts transmis. Cette liaison élastique, sur laquelle repose largement la problématique de la dynamique de l'engrenage, est assurée par les contacts entre dentures conjuguées des deux roues au cours de l'engrènement. Elle témoigne donc des conditions d'engrènement et met en évidence les fonctionnements non-linéaires. La rigidité est un facteur variable dans le temps lors du fonctionnement des engrenages et dépend du nombre de dents engagées [14, 21, 22]. Elle peut être définie, en tenant compte de la variation au cours du temps de la longueur de contact.

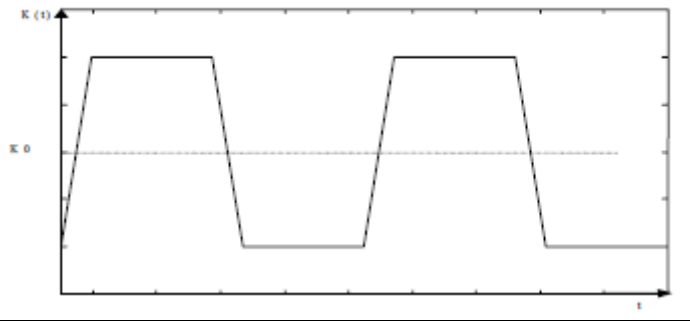


Figure I.11 : Evolution de la rigidité pour deux périodes d'engrènement [21].

### I.3. 3. Erreur de transmission

La notion d'erreur de transmission, introduite pour la première fois par Harris [25], cette grandeur caractérise les variations angulaires du pignon et de la roue par rapport à une position angulaire parfaite qui serait celle d'un engrenage idéal, (figure I.12).

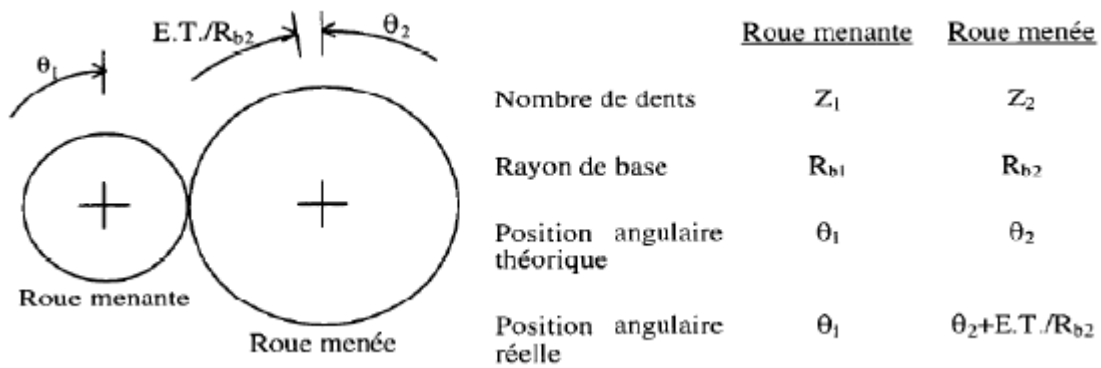


Figure I.12 : Erreur de transmission [26].

La littérature [22] distingue :

- L'erreur de transmission quasi-statique sans charge (ou erreur cinématique) : lorsque la charge transmise est nulle, les déformations sont négligeables et l'erreur de transmission correspond alors aux déviations de position causées uniquement par des écarts de géométrie ou de montage.
- L'erreur quasi-statique sous charge, qui caractérise le comportement d'un engrenage à des vitesses de rotation suffisamment faibles pour que les effets d'inertie puissent être négligés; ce paramètre est fréquemment considéré comme une donnée du problème dynamique.
- L'erreur de transmission dynamique qui correspond au fonctionnement sous charge à des vitesses de rotation plus élevées. Elle constitue le résultat du problème dynamique et sert généralement à caractériser le comportement vibratoire (et acoustique) d'un réducteur à engrenage.

#### I.4. Famille d'avaries dans les engrenages

Le tableau (I.1) donne des statistiques sur la distribution et la localisation des défaillances dans les machines tournantes [27]. On conclure que les organes les plus sensibles sont les engrenages, les roulements et les arbres.

**Tableau I.1 : Distribution et localisation des défaillances dans les boîtes de vitesses [27].**

Cause des défaillances	%	Localisation	%
Maintenance	24	Engrenages	60
Traitement thermique	19	Paliers	19
Conception	12	Arbres	10
Assemblage	9	Carters	7
Corps étrangers	8	Fixations	3
Fabrication	8	Joints	1
Autres	20		

Selon les sollicitations imposées au contact, on distingue principalement deux catégories des avaries dans les engrenages : les avaries superficielles (usure, piqûres, écaillage...) et celles dues aux détériorations par rupture (surcharge, fatigue,...). Les défauts localisés sur des dents particulières conduisent rapidement à la rupture de celles-ci, contrairement aux défauts tels que l'usure normale.

#### I.4.1. Les avaries superficielles

##### ➤ Les piqûres (pitting)

Ce phénomène est caractérisé par l'apparition sur toute la surface de la denture des petits trous qui ne dépassent pas 0,3 à 0,5 mm de profondeur, dans la zone du primitif ou légèrement en dessous (figure I.13). L'exploitation et les recherches expérimentales ont permis d'établir que 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. La présence de quelques piqûres ne présente pas un risque immédiat et souvent le phénomène peut être ralenti par le changement d'un lubrifiant plus adapté (de viscosité plus importante).



Figure I.13 : Piqûres [18].

##### ➤ Le grippage

Le grippage résulte de la destruction brutale du film lubrifiant sous l'action d'une surchauffe ou d'une pression excessive en fonctionnement, provoquant un contact métal/métal entre les surfaces, soudure puis arrachement. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact. La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service. Après l'apparition de cette avarie, le couple d'engrenage génère plus de vibrations et le facteur de frottement augmente et devient irrégulier. On distingue deux sortes de phénomène :

- **Le grippage à froid** est la conséquence de pressions de contact très élevées accompagnées de vitesses de glissement extrêmement faibles, (figure I.14). Le désastre commence par quelques arrachements plus ou moins localisés qui ne tardent

pas à se propager de proche en proche à toute la périphérie de la denture. La destruction totale peut se produire en quelques minutes. Le grippage à froid est très souvent associé à un manque de lubrifiant et se produit le plus souvent sur des dentures lubrifiées à la graisse. Il est favorisé aussi par un état de surface médiocre, qui facilite la formation des microsoudures et le développement du grippage en profondeur.



Figure I.14 : Grippage à froid [28].

- **Le grippage à chaud** (figure I.15) est lié à une rupture de film d'huile par échauffement excessif. Les traces sont généralement plus importantes dans les zones à forte vitesse de glissement. Tant que ces traces restent fines et peu profondes, elles peuvent être tolérées car elles finiront par s'amenuiser avec le temps. Si elles sont au contraire grossières, elles évolueront vers des arrachements et généralement, à court terme, vers la rupture des dents. Ce défaut produit la coloration de surface [29].



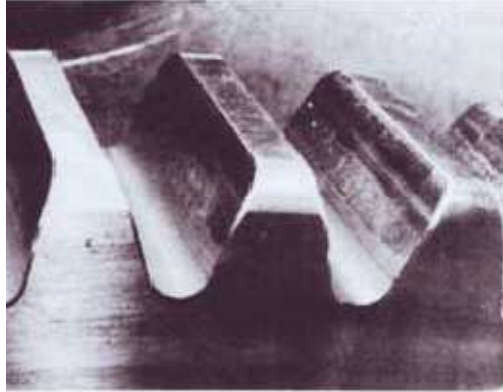
Figure I.15 : Grippage à chaud [18].

### ➤ L'usure

L'usure 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.

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.

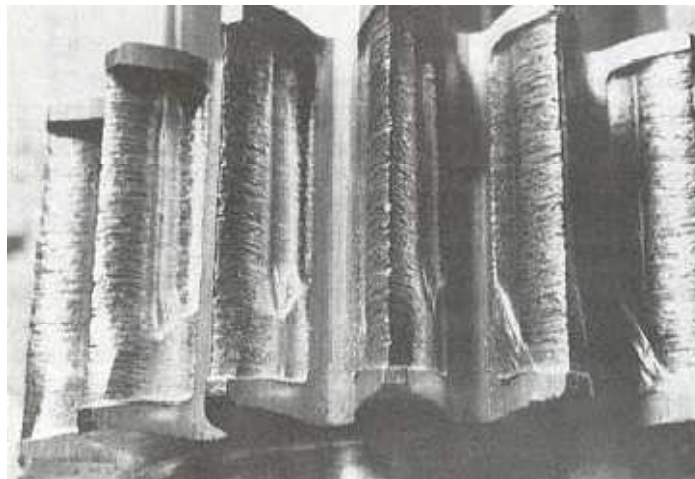
Elle peut être normale, progresse lentement, [28] et ne porte aucun préjudice à la tenue en service de l'engrenage pendant la durée normale d'utilisation que l'on peut attendre. En général, ce type d'usure ne nécessite aucun contrôle particulier, ni aucun suivi systématique si on constate aucune évolution notable après un certain temps de fonctionnement de l'engrenage, (figure I.16).



**Figure I.16 : Usure normale [20].**

L'usure 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 [21].

Il va de soi qu'une usure excessive (figure I.17) 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 [29].



**Figure I.17 : Usure excessive [20].**

➤ **Aspect poli miroir**

C'est un mode d'avarie résultant d'une plastification et d'un écrouissage du métal, il est peu évolutif et témoigne d'un bon état de fonctionnement de l'engrenage [20].

➤ **Broutage**

Ce type d'avarie est une altération de surface de la denture sous formes des petites rides ondulées disposées sur les flancs perpendiculairement à la direction du glissement. Ce phénomène apparait sur les engrenages traités (cémentés et trempés) et fonctionnant à des très fortes vitesses de glissement.

➤ **Écaillage**

C'est une avarie qui commence toujours par une fissure à l'intérieur du métal à cause de la contrainte de cisaillement maximale appliquée en sous couche, (figure I.18). Ensuite, la fissure se propage jusqu'à atteindre la surface de la denture en libérant des fragments de métal en plaques plus ou moins irréguliers aux dépens de l'état de la surface de la dent. Les zones écaillées représentent des surfaces irrégulières et des profondeurs variables qui suivent une pente plus ou moins douce de la périphérie vers l'intérieur de l'écaillage. Cette avarie est beaucoup plus courante sur des dentures traitées superficiellement (couche superficielle durcie par cémentation ou trempé) que sur celles qui sont traitées à cœur. L'écaillage est un défaut dangereux parce qu'il peut provoquer rapidement la rupture de la dent défectueuse à cause de la propagation de la fissure dans toutes les directions à l'intérieur de la dent en même temps que sa migration vers la surface (diminution de la résistance de la dent aux efforts de flexion) [30].



Figure I.18 : Ecaillage [18].

#### I.4.2. Détériorations par rupture

Les causes de détérioration des dents sont multiples. La rupture est une avarie brutale et souvent inattendue. Elle est parmi les plus dangereuse, car elle entraîne l'arrêt de l'installation,

et parfois la destruction généralisée par la suite de l'entraînement de partie de dents dans l'engrènement. On distingue généralement:

- Rupture par surcharge;
- Rupture par fatigue;
- Rupture par concentration de contrainte;

#### ➤ Rupture par surcharge

Ces ruptures surviennent le plus souvent d'un seul coup, c'est-à-dire en une seule mise en charge de la dent. La surface de rupture peut indiquer :

- Des zones granuleuses et brillantes, appelées " zone de rupture fragile" ou le métal s'est rompu parce qu'il n'a pu supporter les contraintes de traction atteintes;
- Des zones avec arrachement ou même bourrelets lisses, appelées "zone de rupture ductile".

#### ➤ Rupture par fatigue

D'une manière générale, la fatigue (figure I.19) se produit sous l'effet des contraintes tangentielles alternées. Il est bien connu lorsque la contrainte dépasse une certaine valeur limite, il se produira une rupture au bout d'un certain nombre de cycles. Ce mode de rupture évolue sous fortes charges répétées à partir d'un point initial localisé au pied de la dent, diminuant la section d'encastrement qui se trouve ainsi affaiblie jusqu'au point où manifeste la rupture.

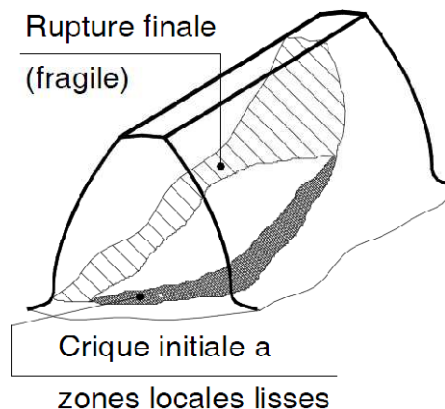


Figure I.19 : Rupture par fatigue [20].

#### ➤ Rupture par concentration de contrainte

Cette avarie se manifeste suite à des défauts de positionnement de dentures les unes par rapport aux autres (figure I.20), dus par exemple à :

- Une erreur relative de distorsion des dentures conjuguées;
- Un mauvais alignement des axes (fabrication, déformation).

Ce mode de rupture est souvent accompagné de traces de piqures et d'écaillages.

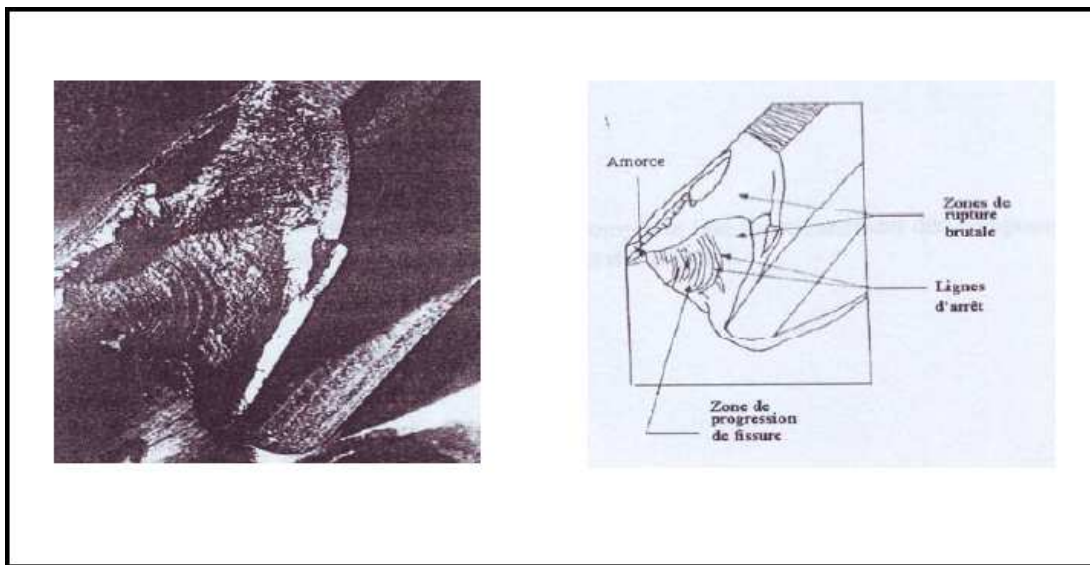


Figure I.20 : Rupture par concentration de contrainte [31].

## I.5. La lubrification

### I.5.1. Définitions

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.21) [20].

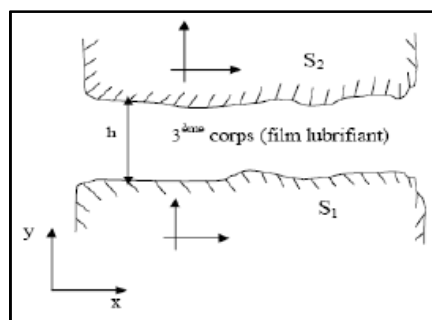


Figure I.21 : Schéma d'un contact lubrifié [20].

- 1) 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.5.2. 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 [32].

### **I.5.3. Les huiles lubrifiantes**

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 [33].

- **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 naphténiqes : 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 [34].

- **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 polyphatepolyalkylène 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 [35].

### **I.5.3.1. 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 [36].

#### **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.

#### **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<sup>3</sup> ou encore en kg/dm<sup>3</sup> ou g/cm<sup>3</sup>.

#### **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 [32].

#### 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 [35].

##### - 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.22).

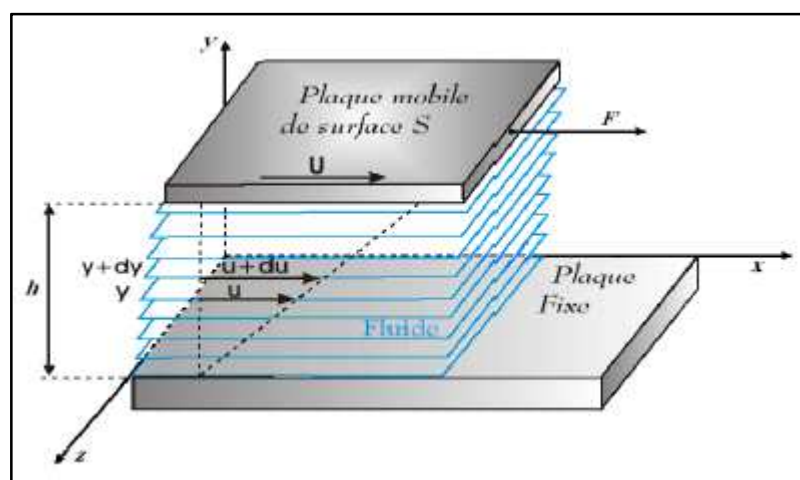


Figure I.22 : Ecoulement newtonien dans un film d'huile [35].

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  $\eta$  étant le coefficient de viscosité dynamique ou simplement la viscosité dynamique [37].

On a:

$$\frac{F}{S} = \eta \frac{du}{dh} \quad (\text{I. 11})$$

L'unité de viscosité dynamique dans le système international (SI) est le Pascal.Secnde (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.

- **Viscosité cinématique :**

La viscosité donnée dans les fiches techniques des lubrifiants est la viscosité cinématique  $\nu$ . 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 [36].

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

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = kt \quad (\text{I. 12})$$

Avec :

$\rho$  : masse volumique ( $\text{kg/m}^3$ )

$\eta$  : viscosité dynamique (Pa .s)

$k$  : constante du tube

$t$  : temps d'écoulement de l'huile (s)

La viscosité cinématique est exprimée en  $\text{mm}^2/\text{s}$  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.23) et un chronomètre : elle est généralement effectuée aux températures de 40 et de 100 °C [38].

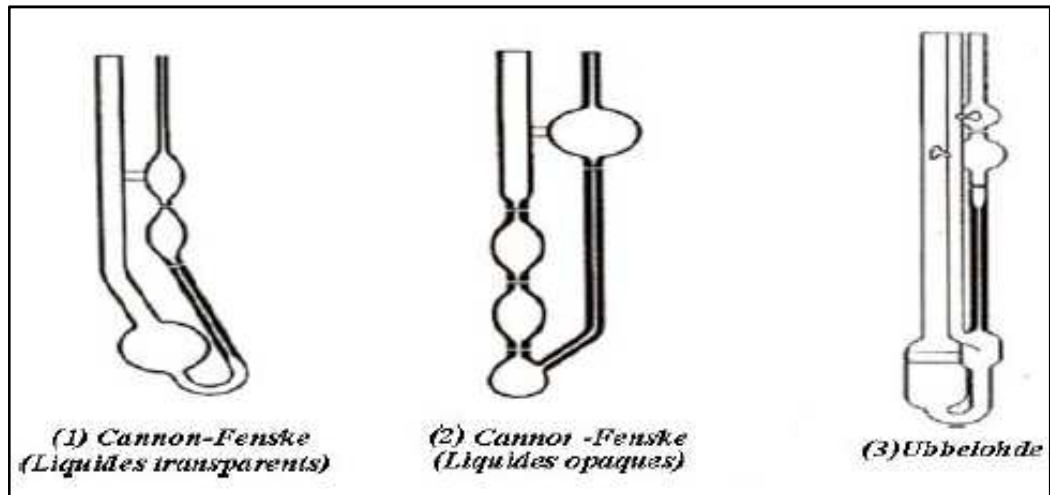


Figure I.23 : Différents modèles des tubes viscosimétriques [38].

- **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.24) [35].

Pour une huile lubrifiante, on peut poser [39] :

$$\eta = \eta_0 e^{\left(\frac{E}{T}\right)} \quad (\text{I.13})$$

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

Où :  $\eta_0$  est la viscosité dynamique à une température donnée, T la température absolue et a, b, c sont des constantes à déterminer pour chaque lubrifiant.

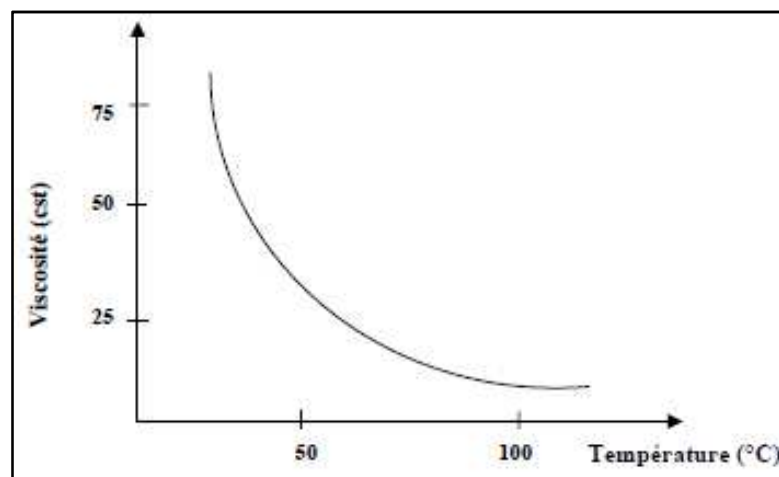


Figure I.24 : Variation de la viscosité avec la température pour une huile minérale paraffinique [35].

### - 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, (figure I.25). 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 [40].

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 :

$$IV = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (\text{I. 14})$$

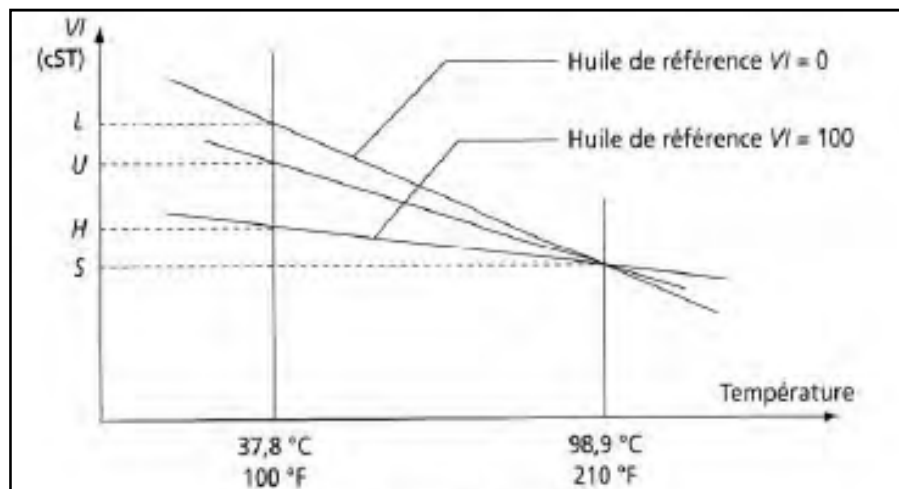


Figure I.25 : Indice de viscosité [40].

### - 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.2) donne la variation de viscosité avec la pression d'une huile à caractère paraffinique [41].

**Tableau I.2 : Variation de la viscosité avec la pression d'une huile à caractère paraffinique [41].**

<b>Pression (MPa)</b>	0.1	10	20	30	40	50	100
<b>Viscosité (Pa.s)</b>	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.3) donne à titre d'exemple les variations de viscosité avec la pression d'une huile paraffinique, d'une huile naphthénique et de l'eau [41].

**Tableau I.3 : Comparaison des variations de la viscosité avec la pression [41].**

<b>Pression en (Mpa)</b>	<b>Viscosité en pascal-seconde (Pa.s)</b>		
	<b>Huile paraffinique</b>	<b>Huile naphthénique</b>	<b>Eau</b>
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 [42] :

$$\eta(p) = \eta_0' e^{\beta p} \quad (\text{I. 15})$$

Ou :

$p$  : pression dans le contact (GPa).

$\eta_0'$  : viscosité dynamique à la pression atmosphérique.

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

#### - 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  $10^6 \text{s}^{-1}$  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.

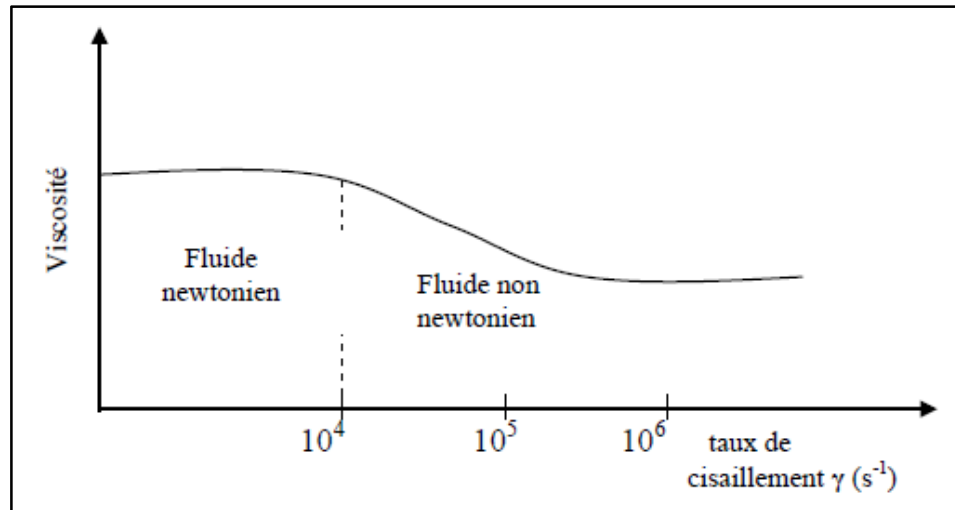


Figure I.26 : Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement [39].

### 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 [33].

### 6. Onctuosité :

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

### 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 [32].

### I.5.3.2. Les additifs

Les additifs peuvent stimuler les propriétés existantes, supprimer des propriétés indésirables et introduire de nouvelles propriétés dans les fluides de base [43].

#### - 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 [44].

#### - 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.

#### - 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.

- **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.

- **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 [45].

- **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 [46].

### - 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 [47].

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) [44].

### I.5.3.3. 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 [35].

#### ➤ 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 ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) du lubrifiant à 40 °C.

**Tableau I.4 : Classification ISO des huiles industrielles [35].**

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

### ➤ 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.5) pour les huiles moteurs (Normes SAE J300 sept. 80) et dans le tableau (I.6) pour les huiles pour transmission (Normes S.A.E .J306 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 m.Pa.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 [35].

**Tableau I.5 : Classification des huiles moteurs (SAE J300, 1980) [35].**

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 = mm²/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 crankingsimulator) 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.6 : Classification des huiles de transmissions (S A E J306 (1981)) [35].**

Grade S.A.E	Température maximale pour une viscosité de 150 Pa.s=150000 cPo(c) °C	Viscosité à 100 °C cSt= mm <sup>2</sup> /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.

➤ **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.5.4. 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 comporté 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.) [35].

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.). Les types de graisses sont :

##### 1) Graisses à savons

###### - 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.

- **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.

- **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.

- **De sodium :**

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

- **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.

**2) Graisses sans savons**

On distingue trois catégories (types):

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

➤ **Classification**

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

**Tableau I.7 : Classification NLGI des graisses et leurs applications [35].**

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.5.5. 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.27) représente une courbe de Stribeck schématisée décrivant l'évolution du coefficient de frottement  $\mu$  entre deux surfaces en contact sous une charge  $N$ , glissant à une vitesse  $V$  et avec un lubrifiant de viscosité  $\eta$ . 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 ( $R$ ) [48].

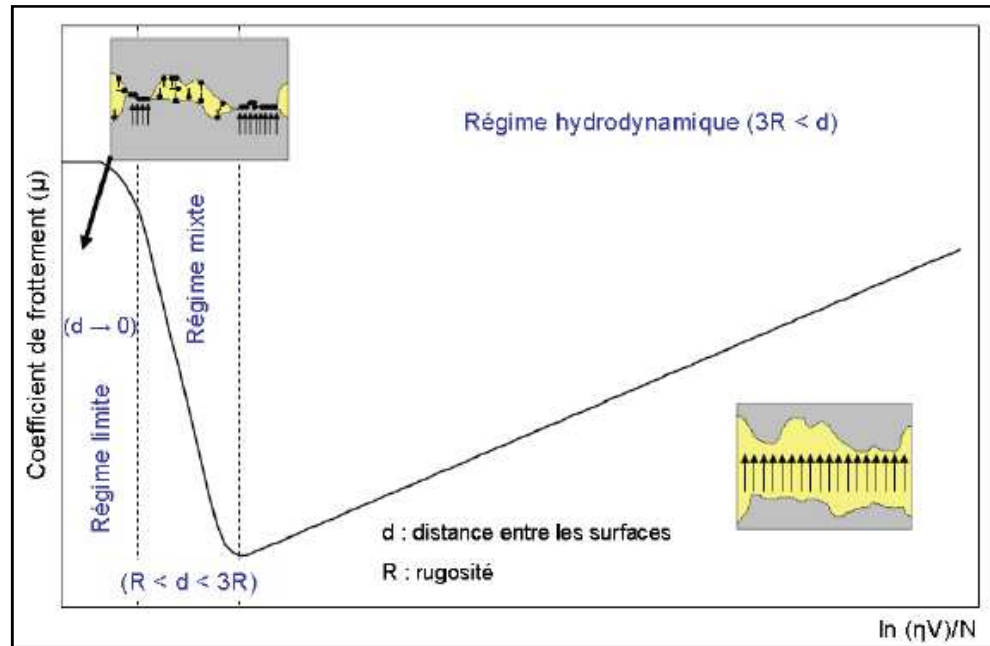


Figure I.27 : Courbe de Stribeck [48].

- **Le régime hydrodynamique** : les deux surfaces en contact sont entièrement séparées par un film de lubrifiant visqueux qui forme un espace convergent dans lequel se développe une pression hydrodynamique. Dans ce régime, l'usure et le coefficient de frottement sont faibles, il n'y a donc pas de déformation élastique importante des surfaces [49].

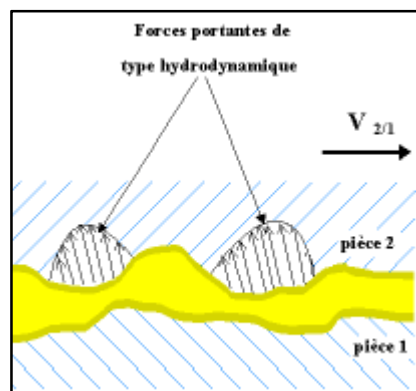


Figure I.28 : Régime hydrodynamique [48].

- **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. Ces pressions provoquent des déformations élastiques importantes au niveau du contact.
- **Le régime limite** est atteint lorsque les vitesses sont faibles ou lorsque les conditions de contact deviennent sévères (forte charge, rugosité importante). Le film de lubrifiant est extrêmement mince, 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 [48, 49].

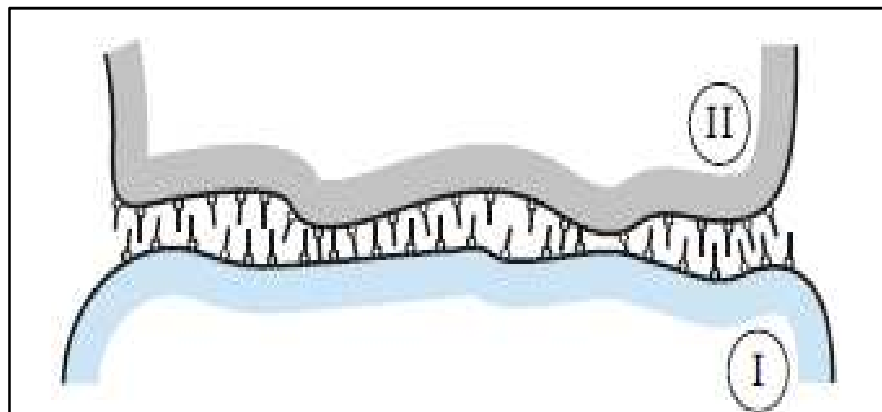


Figure I.29 : Régime limite [49].

- **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. La charge est alors supportée à la fois par le film de lubrifiant et par les aspérités en contact [48].

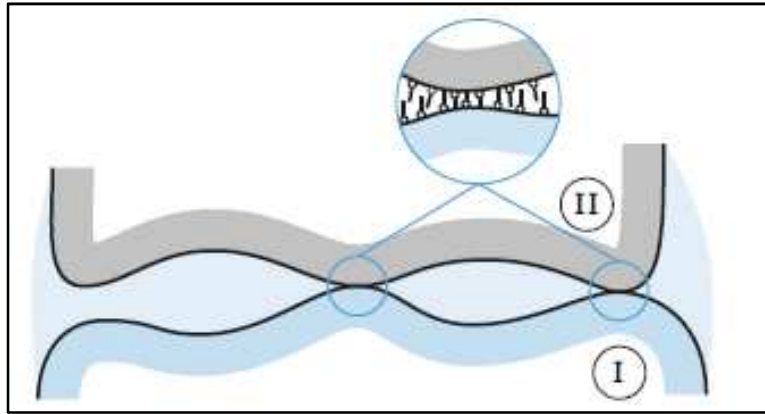


Figure I.30: Régime mixte [49].

## I.5.6. Modes de lubrification

### I.5.6.1. Principaux dispositifs de lubrification à l'huile

#### - La lubrification par barbotage ou par bain d'huile

La lubrification par bain d'huile (figure I.31) 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 [50].

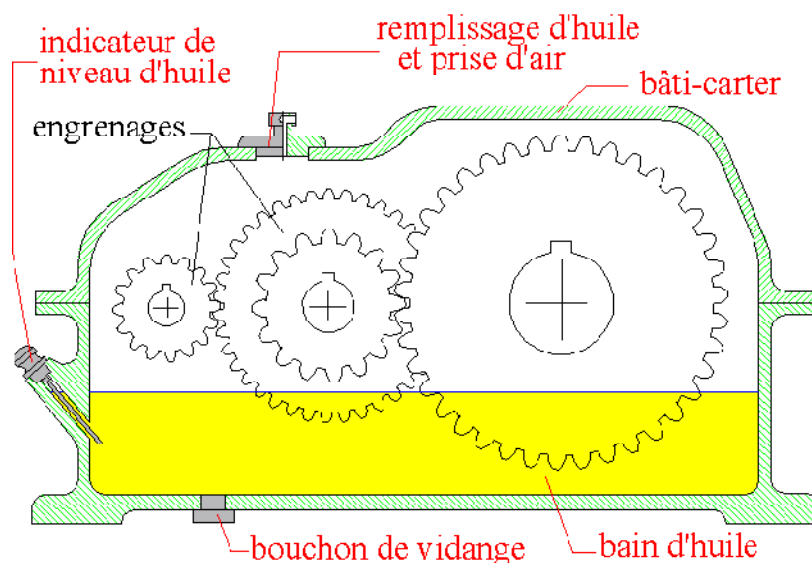


Figure I.31 : Lubrification par bain d'huile [51].

- **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.

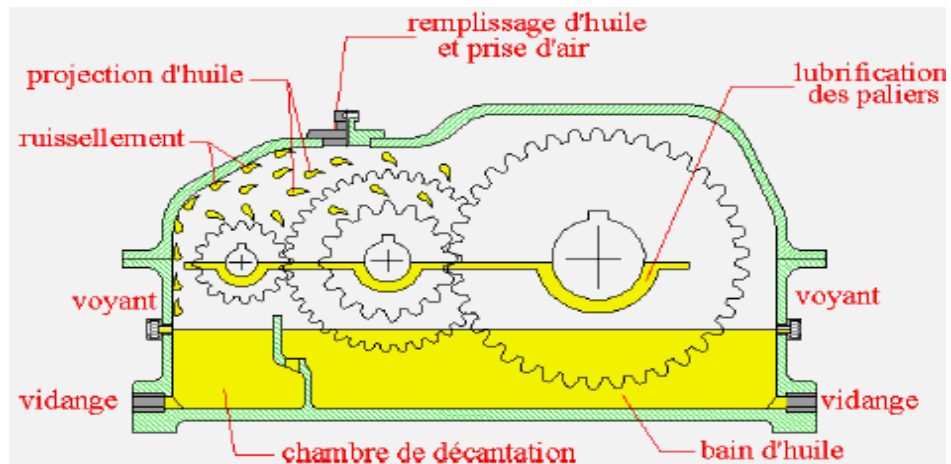


Figure I.32 : Lubrification par barbotage et projection [51].

- **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.33). 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 [51].

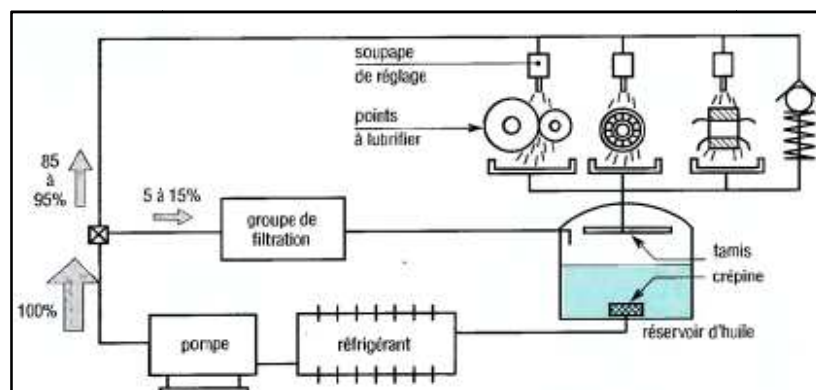


Figure I.33 : Principe de lubrification par circulation d'huile [52].

### - 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.

### - 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 [51].

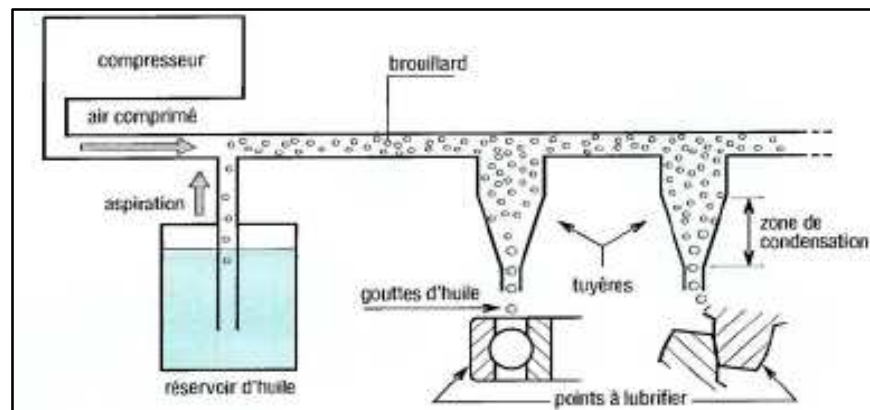


Figure I.34 : Principe de lubrification par brouillard d'huile [52].

### I.5.6.2. Principaux dispositifs de graissage

#### - 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.....).

### - 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.

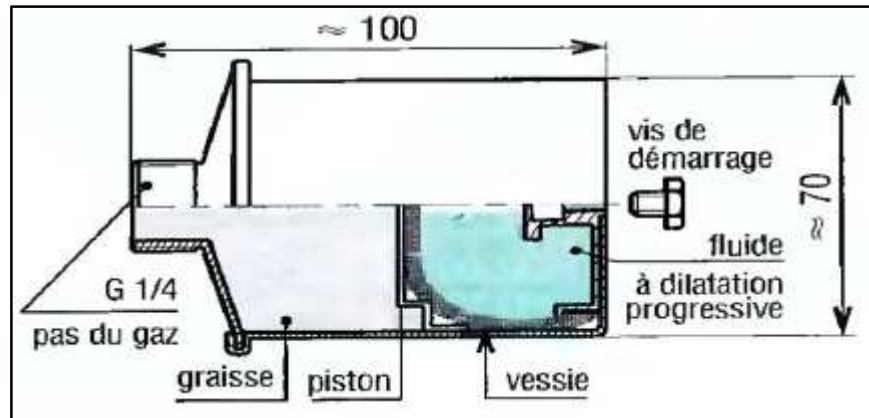


Figure I.35 : Exemple de graisseur automatique [52].

### - 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 [52].

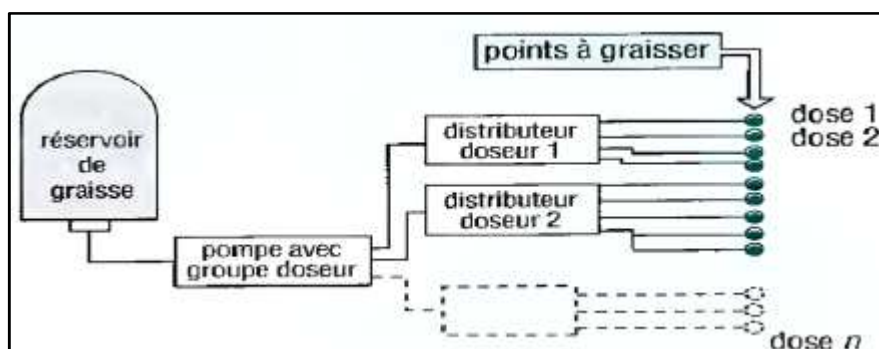


Figure I.36 : Installation simplifiée de graissage centralisé [52].

## I.6. Conclusion

Au cours de ce chapitre nous avons présenté les engrenages, ses éléments constitutifs, leurs fonctionnement ainsi que les notions relatives au ses comportement dynamique.

Les principales familles d'avaries rencontrées dans les engrenages sont présentées d'une manière plus exhaustive. Ces avaries sont néfastes et conduisent à interrompre le bon fonctionnement des composants de machine, voire même la mise hors service des mécanismes.

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**

### *La maintenance conditionnelle des systèmes industriels*

## **II.1. Introduction**

La sûreté de fonctionnement des systèmes industriels, à moindre coût est l'objectif essentiel de l'entreprise si elle veut survivre et rester compétitif dans un marché qui est sans cesse croissant. Cet objectif peut être atteint grâce à la mise en place d'une stratégie de maintenance adéquate.

Les outils de la maintenance préventive jouent un rôle de plus en plus déterminant dans la détection et le diagnostic des défauts pour l'amélioration et la disponibilité opérationnelle des systèmes tels que les transmissions mécaniques par engrenages qui sont couramment utilisés dans un certain nombre d'applications industrielles. La tendance actuelle est de rechercher des outils capables de révéler de manière précoce l'apparition de dysfonctionnements et de minimiser les coûts de maintenance, il est nécessaire de trouver un compromis entre la maintenance préventive et la maintenance corrective. Par conséquent, il existe un besoin urgent de développer continuellement des stratégies de maintenance intelligentes afin d'identifier les besoins en services, optimiser les actions de maintenance et éviter les arrêts imprévus. Le diagnostic et la détection précoce des défauts d'engrenages semblent cruciaux afin d'optimiser la maintenance préventive et réduire l'impact financier de ces défauts. Dans ce contexte, un certain nombre de techniques et d'outils tels que l'analyse des signaux vibratoires et l'analyse de lubrifiant sont largement utilisés pour surveiller et diagnostiquer les défauts d'engrenages.

Dans la première partie de ce chapitre, nous allons présenter des généralités sur la maintenance industrielle en se basant sur les différents paramètres et les méthodes de diagnostic utilisés dans la maintenance préventive conditionnelle.

Dans la deuxième partie nous allons étudier les différents techniques d'analyse des défauts d'engrenage basée sur les vibrations et nous donnerons un aperçu général ainsi que l'image vibratoire sur ces défauts d'une part, d'autre part nous présenterons les différents moyens d'analyse du lubrifiant.

## **II.2. La fonction maintenance**

### **II.2.1. Définition de la maintenance**

La maintenance regroupe toutes les actions de dépannage et de réparation, de réglage, de révision, de contrôle et de vérification des équipements matériels (machines, véhicules, objets manufacturés, etc.) ou même immatériels (logiciels). Le service de la maintenance [53] peut être amené à participer à des études d'amélioration du process, et doit comme de nombreux

services de l'entreprise, prendre en considération de nombreuses contraintes comme la qualité, la sécurité et l'environnement, etc.

D'après la norme française NF EN 13306 X 60-319 [54] la maintenance est l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise.

Le terme « maintenir » contient la notion de surveillance et de prévention sur un bien en fonctionnement normal. Le terme « rétablir » contient la notion de correction (remise à niveau) après perte de fonction. La « sûreté de fonctionnement » est définie dans la norme NF EN 60300-1 comme étant le terme collectif qui décrit la disponibilité d'un produit simple ou complexe [55]. Les facteurs qui influencent la disponibilité d'un produit sont les caractéristiques de conception de la fiabilité et de la maintenabilité, ainsi que la logistique de maintenance. Le rôle de la fonction maintenance dans une entreprise (quelque soit son type et son secteur d'activité) est donc de garantir la plus grande disponibilité des équipements au meilleur rendement tout en respectant le budget alloué [56].

## II.2.2. Les diverses politiques de maintenance

Le service maintenance doit mettre en œuvre une politique définie par la direction de l'entreprise ; cette politique devant permettre d'assurer le fonctionnement du système, d'atteindre le rendement maximal de production et d'assurer la sécurité des biens et des hommes. Le service devra donc, définir les stratégies les mieux adaptées aux diverses situations. On distingue généralement deux politiques de maintenance : la maintenance corrective et la maintenance préventive, comme le montre la figure (II.1).

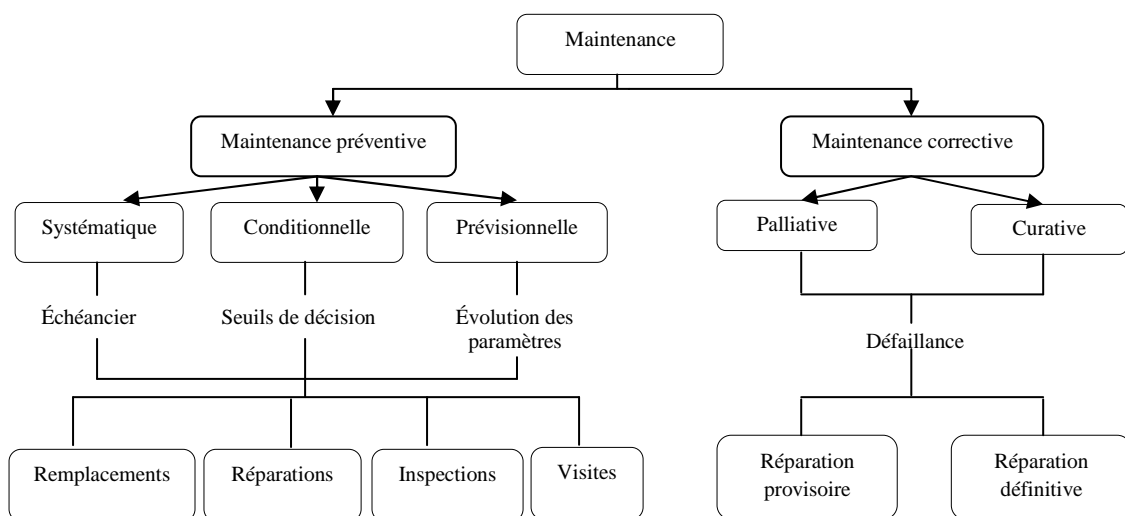


Figure II.1 : Formes de maintenance.

a) **La maintenance corrective** : exécutée après une défaillance ; l'intervention s'effectue après l'apparition de la panne a pour objectif de remettre un bien dans un état dans lequel il peut accomplir ses fonctions essentielles. La maintenance corrective peut être de nature :

- **Palliative** où les actions effectuées destinées à permettre à un bien d'accomplir provisoirement sa fonction requise, c'est le dépannage.
- **Curative** correspond aux actions définitives ayant pour objet de supprimer les défaillances d'un bien et de lui permettre d'accomplir sa fonction requise d'une façon permanente, c'est la réparation.

b) **La maintenance préventive** : est définie comme les activités exécutées à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits. Elle a pour objet de réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation d'un système [57, 58]. Il existe trois types de maintenance préventive :

- **Maintenance systématiques** : c'est la première forme de maintenance préventive qui est apparue dans les années cinquante-soixante. Elle est réalisée à des intervalles de temps prédéterminés ou selon un nombre défini d'unités d'usage.

Elle est intéressante pour des systèmes ayant un coût d'entretien faible, une productivité monotone et un faible niveau de sécurité.

L'optimisation d'une maintenance préventive systématique consiste à déterminer au mieux la périodicité des opérations de maintenance sur la base du temps, du nombre de cycles de fonctionnement, du nombre de pièces produites, etc.

- **Maintenance conditionnelle** : c'est la maintenance préventive dont les activités sont basées sur l'analyse de l'évolution surveillée de paramètres significatifs de la dégradation ou de la baisse de performance d'une entité. Les paramètres significatifs de fonctionnement sont des mesures caractéristiques des systèmes telles que la vibration, la température, le degré d'érosion, la qualité du lubrifiant utilisé, etc.

La planification des interventions peut être exécutée selon un calendrier, à la demande ou de façon continue. La décision d'intervention repose alors sur l'existence et la détermination de seuils critiques pour ces paramètres de dégradation.

- **Maintenance prévisionnelle** : c'est un cas particulier de la maintenance conditionnelle. Elle est effectuée sur la base de l'estimation du temps de fonctionnement correct qui subsiste avant l'observation de l'événement redouté. La différence entre la maintenance prévisionnelle et la maintenance conditionnelle est qu'on ne fixe pas de seuils pour les indicateurs mais la décision est basée sur l'analyse

de l'évolution de ces indicateurs pendant tout le processus de fonctionnement du système.

La maintenance préventive est intéressante, en considérant le coût comme critère d'évaluation, si les coûts induits par la perte de performance sont élevés et si les coûts de réparation et d'inspection sont relativement faibles par rapport aux premiers.

Donc, il importe de trouver le niveau optimum qui maintiendra au moindre coût l'installation à niveau sans mettre en danger la sécurité des personnes. Comme illustré la figure (II.2), si l'on ne maintient pas l'installation, on aura trop d'incidents et leur coût va croître. À l'inverse, si l'on fait trop de maintenance préventive, le coût total va augmenter. La maintenance optimale est donc un mélange harmonieux d'entretien préventif systématique et d'entretien correctif [59].

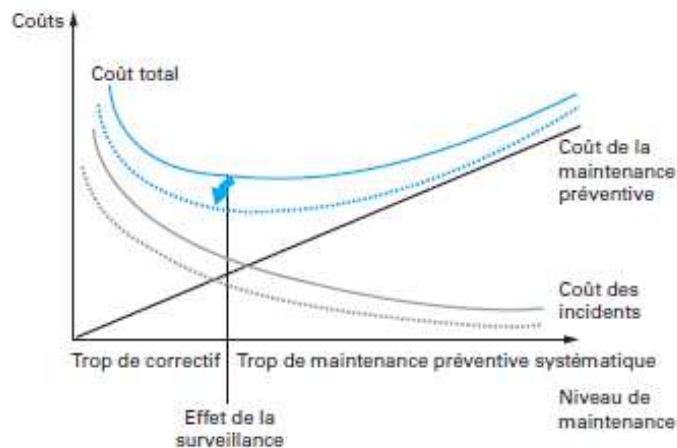


Figure II.2: Optimisation de la politique de maintenance [59].

### II.3. Principe de la maintenance conditionnelle

La maintenance conditionnelle permet d'assurer le suivi continu d'un matériel en fonctionnement, et la décision d'intervention est prise lorsqu'il y a une évidence expérimentale de défaut imminent ou d'un seuil de dégradation prédéterminé.

Cela concerne certains types de défaut, de pannes arrivant progressivement ou par dérive. L'étude des dérives dans le cadre des interventions de maintenance préventive permet de déceler les seuils d'alerte, tant dans les technologies relevant de la mécanique que celle de l'électronique.

Au cours de la conception d'une installation, on définit des tolérances pour certains paramètres. La variation progressive d'un paramètre n'implique pas la défaillance d'un organe. Mais lorsqu'un paramètre sort de la tolérance, le fonctionnement peut être complètement perturbé [40].

La figure (II.3) illustre le principe de la maintenance conditionnelle. Elle se rapporte au suivi par mesures périodiques d'une dégradation acceptable d'un bien jusqu'au seuil d'alarme qui déclenche une intervention préventive conditionnelle (notée  $I_{pc}$ ) [55].

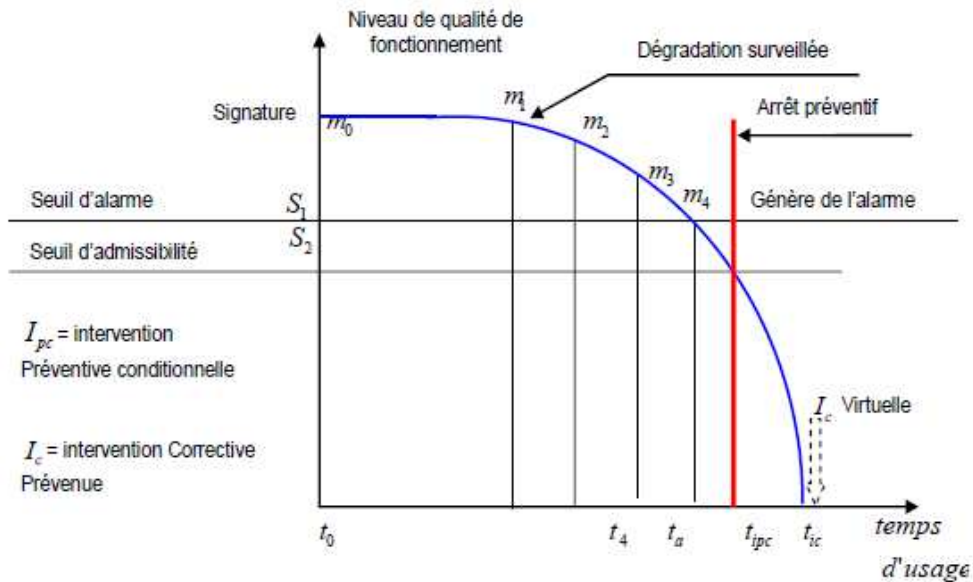


Figure II.3: principe de la maintenance conditionnelle [55].

- La « signature » est une prise de référence de l'état de « bon fonctionnement » à l'origine.
- Les mesures peuvent être de simples observations visuelles, des images (spectres...). Elles peuvent être remplacées par des alarmes prééglées ou des inspections préventives. Les mesures  $m_i$  peuvent être continues ou périodiques, espacées de  $\Delta t$  de telle manière que la dégradation à prévenir ne puisse échapper à la surveillance :

$$\Delta t < t_{\text{admissibilité}} - t_{\text{alarme}}$$

Les mesures peuvent ne pas commencer à  $t_0$  (sauf signature) si l'on connaît la loi de dégradation. Les mesures peuvent être collectées par rondes ou « monitorées » au central de surveillance.

- L'arrêt sera généré automatiquement par l'alarme, ou différé par décision volontaire jusqu'à l' $I_{pc}$  programmée et organisée.
- L'intervention  $I_{pc}$  sera programmée à partir de l'alarme, suivant un temps de « réaction » du service maintenance à prédéterminer. Son coût direct  $c_{I_{pc}}$  sera par nature (choix de la dégradation à prévenir) très inférieur au coût (direct + indirect) de la défaillance évitée :

$$c_{I_{pc}} \ll c_{ic}$$

## II.4. Les aspects principaux de la mise en place d'un plan de maintenance préventive conditionnelle

La maintenance préventive conditionnelle [55, 60, 61] se compose d'un certain nombre des unités fonctionnels : acquisition de données, traitement du signal, surveillance, diagnostic, pronostic et l'aide à la décision. En outre, une interface homme-machine peut être ajoutée afin de pourvoir un moyen d'afficher des informations essentielles sur l'état de santé du système.

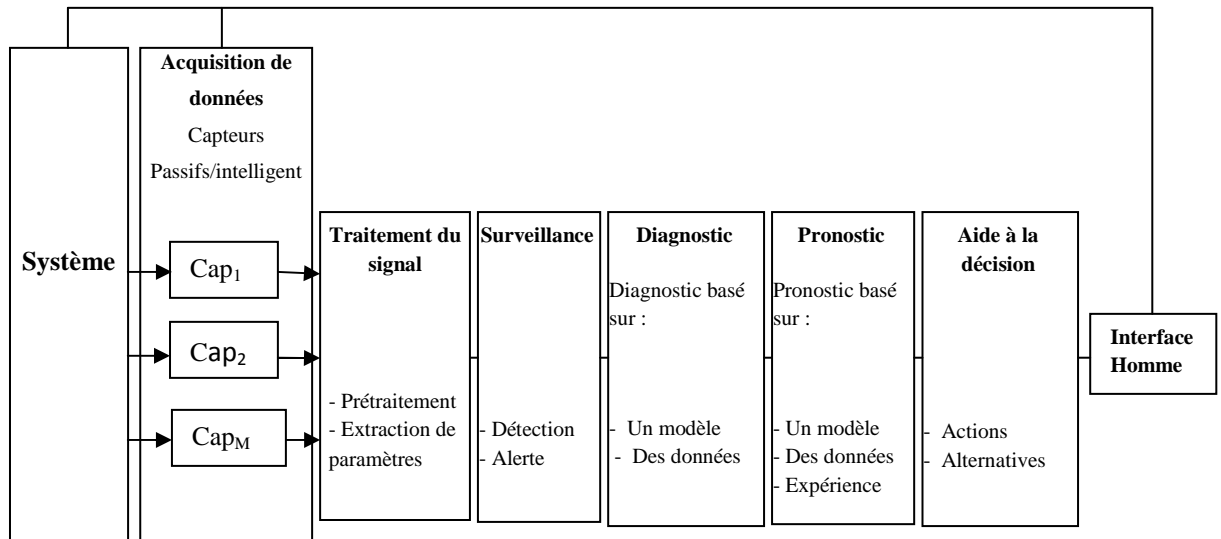
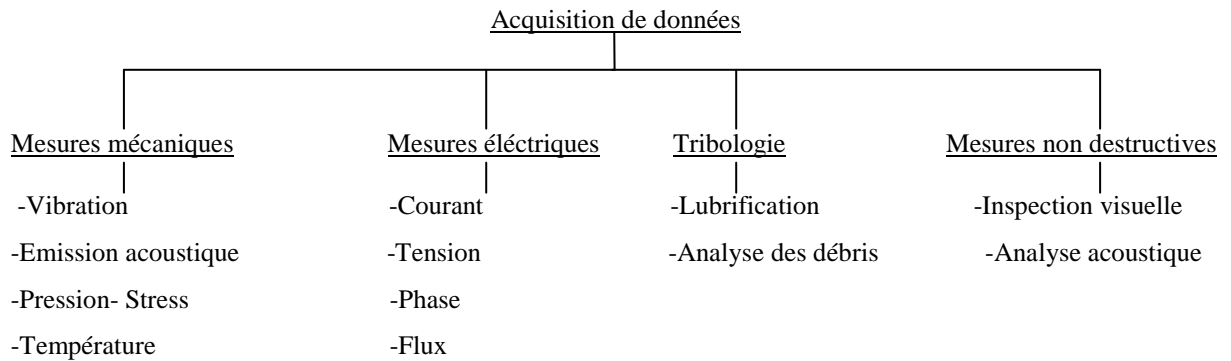


Figure II.4: Plan de la maintenance préventive conditionnelle avec sept modules [60].

Le (MIMOSA) « Machinery Information Management Open Standard Alliance » a proposé une architecture standardisée pour la maintenance préventive conditionnelle qui est décrite en termes de couches fonctionnelles comme illustré la figure (II.4).

Couche 1- Acquisition de données : une fois que le système existant a été inspecté et que les informations ont été actualisées, la phase de collecte de données de mon travail a commencé ce qui permet d'accéder aux signaux et aux données numériques des capteurs. L'objectif de cette phase est de collecter autant de données pertinentes que possible.

Comme le montre la figure (II.5), l'acquisition de données couvre différentes disciplines, telles que les mesures mécaniques, les mesures électriques, la tribologie et les mesures non destructif.



**Figure II.5: Acquisition de données en fonction de disciplines [60].**

Couche 2 - Traitement du signal : le traitement du signal reçoit des signaux de base et des données du système de mesurage ( données filtrées, données spectrales, signaux virtuels ,...etc). Ces traitements conduisent aux descripteurs glaubaux utilisés pour la surveillance et la protection des machines.

Couche 3 - Surveillance : le module de surveillance reçoit des données des modules de traitement du signal. Son principal objectif est la comparaison des données avec des valeurs de références. La surveillance se traduit, en particulier, par des signalisations, des alarmes, qui doivent initialiser une analyse (par exemple, faible niveau de dégradation, niveau normal de dégradation, stade avancé de dégradation).

Couche 4 - Diagnostic : le diagnostic est l'ensemble des causes associé aux situations. La recherche d'un diagnostic est en général engagée lorsque des signes jugés anormaux -des limites atteintes- se manifestes. Donc, le diagnostic est l'action qui permet, à partir de l'observation des symptômes, d'identifier le défaut responsable de la dégradation.

Couche 5 - Pronostic : le module de pronostic a la possibilité de prendre en compte les informations provenant de toutes les couches antérieures. Il consiste à prédire quel pourra être l'état du système dans le futur au vu de son état actuel et passé.

Couche 6 - Aide à la décision : après la réception des données du module de diagnostic et du module de pronostic, le module d'aide à la décision a pour objectif de recommander des actions de maintenance et des alternatives liées à la gestion du système.

Couche 7 - Interface homme-machine : l'état de santé du système ainsi que les alertes sont affichés dans ce module avec la possibilité d'accéder aux couches antérieures en fonction des besoins en information de l'utilisateur. Les hommes de maintenance sont facteurs de fiabilité par leurs réactions et leurs décisions d'action.

## II.5. Approches de maintenance conditionnelle

Plusieurs méthodes de surveillance de système en fonctionnement ont été proposées dans la littérature, On peut citer **les mesures de température, de pression, et des ultrasons**. Ces mesures sont effectuées soit en continu ou à intervalle programmé. Elles fournissent une indication sur l'état global du système, à condition de connaître les ordres de grandeurs de ces quantités dans les cas de fonctionnement normal. La mesure de température par exemple permet de visualiser et de quantifier les échauffements, et de suivre l'évolution des usures et des dérives des différents organes dans le temps. Une variation de température sur un équipement est souvent signes de dégradation d'usure de défaillances potentielles.

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. De ce fait, les moyens de surveillance permettent de surveiller les deux types d'altérations, il s'agit de l'analyse physico-chimique, et du contrôle du taux de contamination par chromatographie, photométrie, spectrométrie... Ce contrôle fournit des informations concernant la présence et la nature 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. Ainsi, cette technique permet notamment de déceler des cas de micropitting, non identifiables à partir d'analyse vibratoire. Cependant, il est souvent impossible d'isoler le ou les composants incriminés, puisque le nombre d'éléments d'un système susceptibles de produire des particules métalliques est important. D'autre part, les avaries à évolution rapide ne peuvent être suivies par analyse de lubrifiant [62, 63].

## II.6. Classification des méthodes de diagnostic

Le diagnostic des défauts [60, 64, 65] est devenu un sujet de recherche qui suscite auprès des industriels un intérêt grandissant qui a débouché sur plusieurs travaux de recherche afin de permettre la mise en œuvre des nouvelles approches encore plus efficaces pour assurer la fiabilité et la sûreté de fonctionnement des systèmes. On peut globalement distinguer deux grandes familles dans les méthodes de diagnostic :

- Les méthodes basées sur la modélisation des systèmes ou des signaux, appelées méthodes quantitatives;
- Les méthodes basées sur l'intelligence artificielle, appelées méthodes qualitatives.

En raison d'une demande croissante pour l'amélioration des performances de la procédure de détection et d'isolation des défauts, les méthodes quantitatives et qualitatives peuvent exister au sein d'un même système. L'utilisation conjointe de ces deux techniques permet l'exploitation de l'ensemble des données concernant le fonctionnement du système.

Le principe de diagnostic quantitatif est de générer des irrégularités entre le comportement du système réel et à celui estimé par le modèle qui décrit son fonctionnement normal, en générant des relations de redondance analytique appelées aussi résidus ou indicateurs de fautes. Chaque résidu représente une signature unique d'un défaut, donc on peut facilement identifier les éléments défectueux. La deuxième étape choisit une règle de décision pour le diagnostic. Le principe de la génération de résidus par les méthodes quantitatives est illustré dans le schéma de la figure (II.6) :

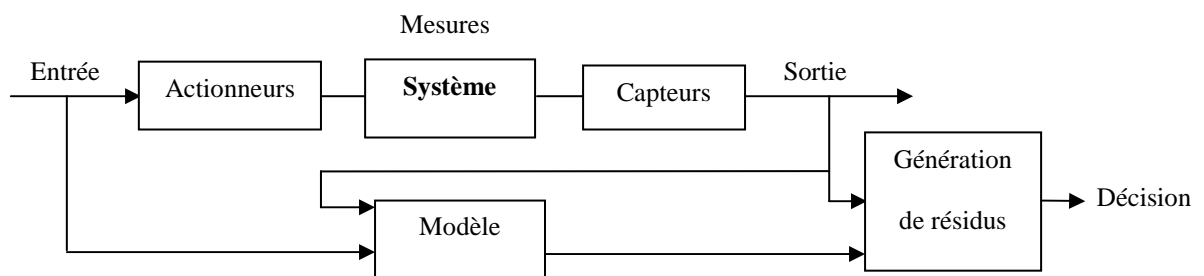


Figure II.6. Principe de génération de résidus à base de modèle [60].

Parmi les différentes méthodes basées sur les modèles mathématiques, on trouve principalement les observateurs, les équations de parité et l'estimation paramétrique.

Dans le diagnostic qualitatif, l'ensemble des mesures issues des capteurs, les observations d'experts, ainsi que des données statistiques archivées sur le fonctionnement antérieur du système sont nécessaires. Les approches qualitatives incluent les systèmes experts, les méthodes statistiques multivariées telles que l'analyse en composantes

principales, la classification et les méthodes basées sur l'intelligence artificielle comme les réseaux de neurones. La figure (II.7) donne le schéma du diagnostic qualitatif.

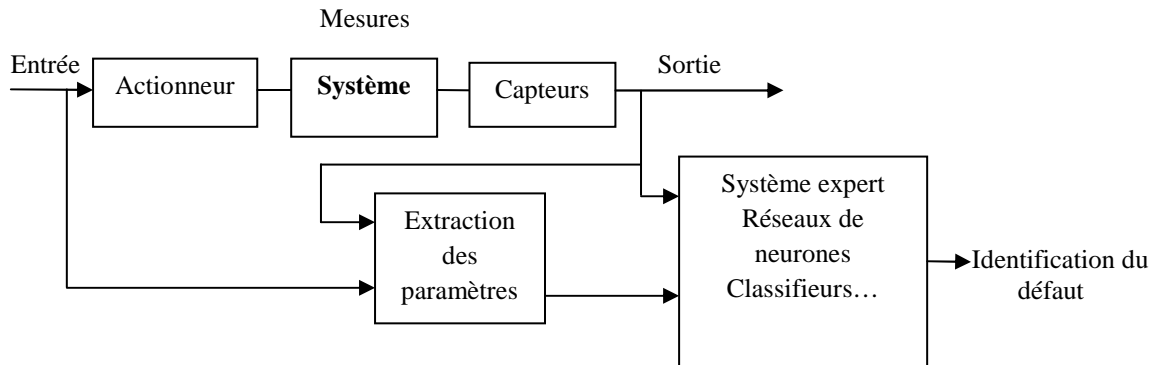


Figure II.7. Principe de diagnostic qualitatif [60].

## II.7. Techniques d'analyse des défauts d'engrenage

### II.7. 1. Méthodes d'analyse des vibrations

Parmi les techniques de surveillance et de diagnostic des machines tournantes, l'analyse vibratoire occupe une place très privilégiée. Elle donne une image sur les efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement ou par les sources extérieures. L'analyse de ce type de signaux permet d'extraire des indications correspondantes aux vibrations provoquées par les pièces de la machine. Souvent, ces signaux sont complexes et difficiles à interpréter. En effet, cette analyse est basée essentiellement sur des méthodes stationnaires classiques. Cependant, il y a d'autres travaux récents qui montrent l'intérêt d'exploiter la non stationnarité des phénomènes vibratoires. Les signaux vibratoires des machines tournantes sont de nature harmonique. Ceci justifie l'emploi de la transformée de Fourier mais cela ne convient guère à tous les types des signaux, notamment les signaux non-stationnaires. Dans la littérature, nous distinguons trois types d'analyse, l'analyse temporelle, l'analyse fréquentielle et l'analyse temps-fréquence [66].

#### II.7. 1. 1. Les indicateurs temporels

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal à travers des indicateurs dits "globaux". Ces indicateurs permettent de qualifier l'état général d'une machine par comparaison à des normes ou des mesures précédentes mais ne localisent pas le défaut. Ce sont des méthodes utiles à la surveillance. Il existe de nombreux indicateurs et certains sont le résultat de la combinaison de plusieurs d'entre eux [67], 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 » le plus couramment utilisé bien qu'il présente des inconvénients [68, 69]. Il est sensible à l'effet de masque, c'est à dire qu'il peut s'avérer imprécis à l'apparition de certains défauts, donc il convient de lui associer un autre indicateur. Il s'écrit sous forme discrétisée :

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

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.

➤ **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 impulsions. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes (supérieures, inférieures ou crêtes à crêtes) du signal temporel mesuré. Les plus utilisés sont le facteur crête [67], défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace, le facteur K comme étant le produit entre la valeur crête et la valeur efficace.

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

$$\text{Facteur K} = \sup|x(n)| \cdot \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (\text{II. 3})$$

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.

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

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 [70].

### II.7. 1. 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. Nous présentons dans cette section les techniques amplitudes-fréquences les plus utilisées dans la littérature pour le diagnostic des engrenages.

#### ➤ 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 composant permet sa localisation [69, 71]. Dans la pratique, on utilise la transformée de Fourier discrète rapide (FFT) (équation II. 5) sur des signaux numérisés :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (\text{II. 5})$$

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

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e) e^{-j2\pi k \frac{n}{N}} \quad (\text{II. 6})$$

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,  $\Delta f$  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.

$$C[s(t)] = TF^{-1} \log|TF[s(t)]|^2 \quad (\text{II. 7})$$

Il a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre, [21] telles que :

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

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

En pratique, pour obtenir le spectre du signal enveloppe, il faut successivement :

- Trouver la plage de fréquence, c'est-à-dire déterminer la fréquence maximale en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre et de la nature des défauts,
- Choisir les résonances,
- Filtrer avec un filtre passe-bande la réponse sur la résonance choisie,
- Calculer le spectre du signal enveloppe.

L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert [69, 72].

### II.7. 1. 3. Analyses dans le domaine temps-fréquence

L'analyse temps-fréquence comprend des techniques qui étudient simultanément un signal dans les domaines temporels et fréquentiels en utilisant les différentes représentations temps-fréquence. La motivation pratique de l'étude temps-fréquence est que l'analyse par la transformée de Fourier classique suppose que les signaux sont infinis dans le temps ou périodiques, tandis que la majorité des signaux en pratique sont de courte durée et changent considérablement au cours de cette durée.

Cet outil offre la possibilité d'analyse 2D d'un signal à travers une de plusieurs transformations connues tels que la transformée de Fourier à court terme (TFCT) [73] et la transformée de Wigner Ville (TWV) [73, 21].

#### ➤ Transformée de Fourier à court terme STFT

Afin de remédier aux problèmes de la TF, en 1946 Gabor a proposé la transformée de Fourier à court terme (TFCT), connue également par la transformée de Fourier à fenêtre glissante (en anglais, Short-Time Fourier Transform (STFT)), Cette transformée consiste à calculer la TF sur une partie du signal sélectionnée à l'aide d'une fenêtre bien localisée en temps, (figure II.8).

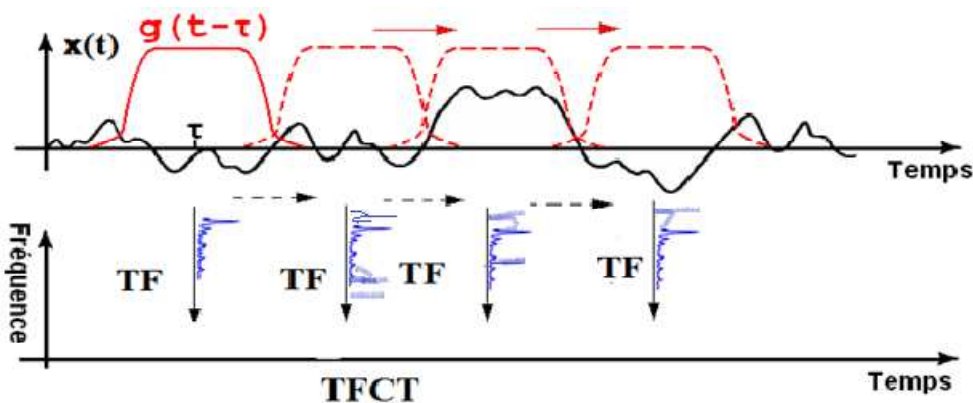


Figure II.8. Principe de la transformée de Fourier à court terme (TFCT) [74].

L'idée consiste [72] à procéder à un fenêtrage glissant en tronquant le signal de façon à ne le considérer que sur un intervalle fini. Cette opération de troncature se traduit mathématiquement par la convolution avec le sinus cardinal, transformée de Fourier de la fonction « porte ».

Cette transformation consiste à décomposer et analyser un signal en fréquence morceau par morceau. Pour cela, on utilise une fenêtre glissante centrée autour d'un temps  $b$  qui détermine une zone contenant des oscillations.

La TFCT continue d'un signal  $x(t)$  est définie par :

$$X_g(\tau, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) g(t - \tau) \exp(-j2\pi ft) dt \quad (\text{II. 8})$$

➤ **La transformation de Wigner-Ville (TWV)**

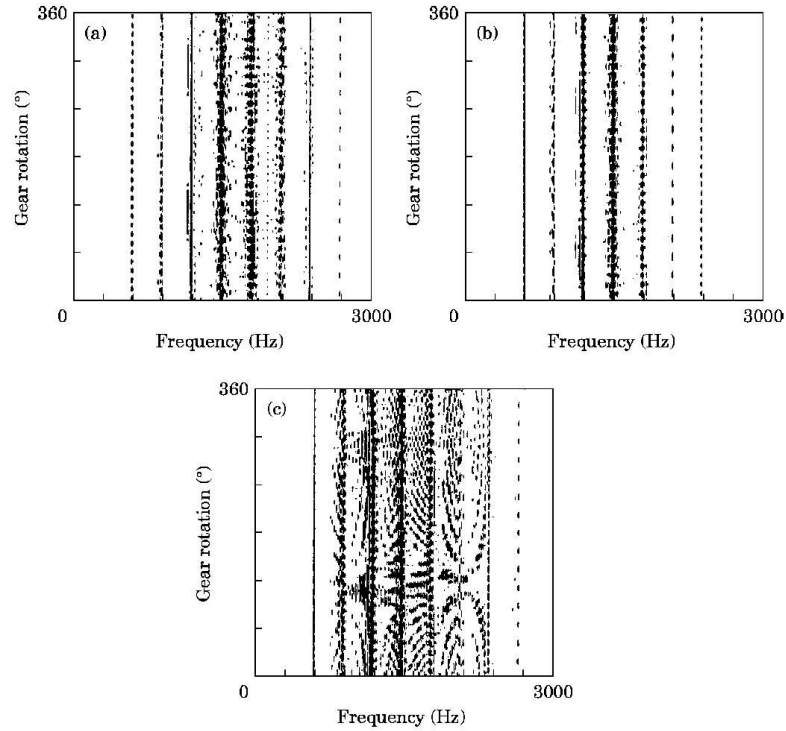
Étant donné une fonction  $f(u)$ , la transformée de Wigner-Ville d'un signal déterministe est définie par :

$$W(t, \omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \bar{f}\left(t - \frac{u}{2}\right) f\left(t + \frac{u}{2}\right) e^{-i\omega u} du \quad (\text{II. 9})$$

[75] a démontré l'efficacité de cette transformation de Wigner-Ville dans le cas d'une distribution d'énergie du signal dans les domaines temporel et fréquentiel. L'étude des comportements et le diagnostic des défauts sur les machines tournantes peuvent être réalisés grâce à cette méthode. [76] s'est appliqué à détecter les réponses vibratoires de robots en fonctionnement simultané. De bons résultats ont pu ressortir à travers une combinaison de la distribution de WIGNER-VILLE avec des techniques de corrélation bidimensionnelle [72].

Selon [77], la figure (II.9.a) montre la transformée de Wigner Ville d'un signal vibratoire d'un pignon sain. Les figures (II.9.b) et (II.9.c) représentent l'analyse avec la TWV d'une dent cassée avec un défaut avancé de 50% et 100% respectivement. Nous pouvons remarquer dans tous les tracés de contours de la figure (II.9) des motifs solides, verticales avec des lignes sombres dues aux harmoniques d'engrènement et en pointillés, verticales avec des lignes sombres dues à des modulations et des interférences entre ces harmoniques. Aucune caractéristique impulsionnelle ne peut être observée dans la distribution sur la figure (II.9.a) et (II.9.b).

Sur la figure (II.9.c) qui montre le résultat pour une dent cassée à 100%, la distribution présente, en outre, une zone horizontale sombre à environ 110° de rotation comprise entre 900 et 1200 Hz et encore des zones similaires plus petites entre 1200 et 1800 Hz. Ces caractéristiques sont dues à l'impulsion produite par la dent cassée dans les engrenages [66].



**Figure II.9. Distribution de Wigner-Ville du signal temporel : (a) les conditions normales d'un engrenage droit ; (b) une dent cassée avec un défaut avancé de 50% ; (c) une dent cassée avec un défaut avancé de 100% [77].**

## II.7. 2. Images vibratoires des défauts d'engrènement

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 égal 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 :

$$f_e = Z_1 \cdot f_1 = Z_2 \cdot f_2 \quad (\text{II.10})$$

Le signal vibratoire engendré par les efforts sur les dents au niveau d'un palier [78] a pour expression :

$$X_p(t) = \sum_{m=1}^M a_m(t) \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot m \cdot f_e \cdot t + \phi_m(t)) + b(t) \quad (\text{II.11})$$

Ou  $f_e$  : fréquence d'engrènement,  $b(t)$ : bruit composé d'harmoniques non synchrones avec la rotation de l'arbre et de composantes aléatoires à large spectre : frottement, etc.,  $a_m(t)$  et  $\phi_m(t)$  : amplitude et phase modulées dues aux jeux, torsion, etc.

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.

### a) Engrenage sain

Si la denture est correcte, les phénomènes de modulations sont réduits et présentent une évolution temporelle relativement lente, l'image vibratoire est un spectre constitué d'une famille de raies correspondent à la fréquence d'engrènement  $f_e$  et ses harmoniques, (figure II.10) [62, 63].

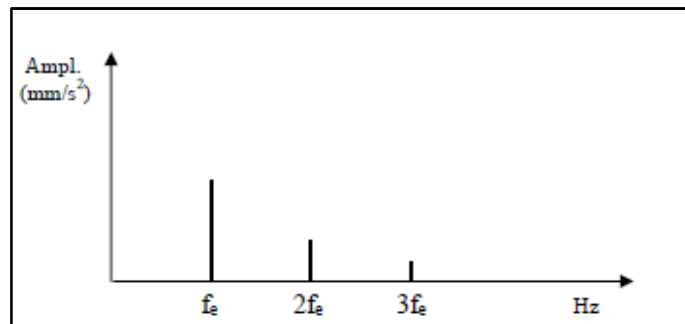


Figure II.10 : Image vibratoire théorique d'un engrenage en bon état [63].

### b) Détérioration d'une dent

Si l'une des deux roues possède une dent détériorée, il se produit un choc périodique pour chaque engrènement de cette dent et donc le spectre montre la fréquence d'engrènement est un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation, (figure II.11). Le nombre d'harmonique et leurs amplitudes caractérisent l'état de détérioration de la dent [63].

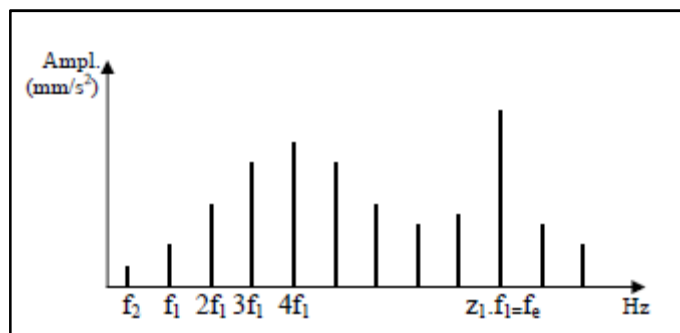


Figure II.11 : Image vibratoire théorique d'une dent détériorée sur la roue motrice [79].

### c) Détérioration de deux dents sur les deux roues

S'il y a une dent détériorée sur chaque roue dentée, les fréquences détectées sont liés :

- ❖ Soit aux chocs entre une dent détériorée d'un engrenage et une dent non détériorée de l'autre dont 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  $f_2$  .
- ❖ Soit aux chocs entre les dents détériorées de chacun des engrenages dont le spectre montre :
  - 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  $Z_2$ ) :

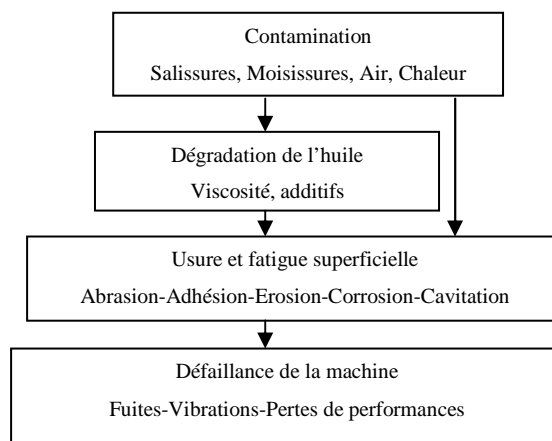
$$F_c = \frac{F_e}{PPCM(Z_1, Z_2)} \quad (\text{II.12})$$

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

### II.7. 3. Méthodes d'analyse des huiles

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

L'huile peut se contaminer, être salie, s'oxyder, être chauffée, etc. Le rôle de l'huile en ce qui concerne la maintenance des machines réside dans ces fonctions d'irrigation [80] de l'ensemble de la machine, de transfert de chaleur, de transport des particules et de contamination, (figure II.12).



**Figure II.12. Effet des particules et de moisissures contenues dans l'huile sur les défaillances de la machine [78].**

Le diagnostic par analyse de l'huile nécessite de [78] connaître :

- L'historique de la machine,

- L'environnement de la machine : qualité du produit véhiculé, régime de fonctionnement, implantation, nature de l'environnement en fluide et solide susceptible ou non de contaminer l'huile, etc.,
- La conception de la machine,
- La nature du lubrifiant utilisé,
- Les caractéristiques d'emploi de la machine et de l'huile.

Le suivi des 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. 3. 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. 3. 2. Choix de la méthode de surveillance

#### a) 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  $\mu\text{m}$  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.

### **b) 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 [60, 81].

## **II.7. 3. 3. Différents moyens d'analyse**

### **II.7.3. 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 :

- L'altération des additifs au fur et à mesure du travail de l'huile.
- La pollution accidentelle par un autre lubrifiant ou un solvant.
- La perte de certains composants par fuite ou évaporation.
- Les particules dues à l'usure mécanique de l'organe.
- La 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. 3.2. Le comptage de particules**

Surveillance des dimensions et des quantités des particules contaminantes solides dans les huiles hydrauliques. Ces particules solides [60, 81] 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.

### **II.7.3. 3.3. L'analyse spectrométrique**

Nous informe 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 :

#### **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.

#### **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. 3.4. La ferrographique**

Qui nous renseigne sur l'indice [82, 20] de sévérité de l'usure ou sur la morphologie des particules présentes dans le lubrifiant. Elle est de deux types :

#### **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.

#### **b. L'analyse ferrographique 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.

## II.8. Conclusion

Ce chapitre est un rappel des généralités de la maintenance, principe, approches et les aspects principaux de la mise en place d'un plan de maintenance préventive conditionnelle.

On a passé en revue les méthodes actuellement utilisées pour le diagnostic des défauts dans les systèmes industriels telles que les méthodes quantitatives basées sur la modélisation des systèmes ou des signaux, et les méthodes qualitatives basées sur l'intelligence artificielle. Une méthode de diagnostic efficace peut conduire à la réduction des arrêts imprévus et l'augmentation de la fiabilité et la sûreté de fonctionnement des systèmes et par conséquent réduit les coûts de la maintenance.

Les techniques de surveillance et de diagnostic des défauts les plus efficaces, l'analyse des vibrations et l'analyse de l'huile fournissent chacun des informations précieuses sur la santé des composants de la machine tels que les engrenages.

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.

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

*Simulation du comportement  
mécanique des engrenages avec et sans  
défauts*

### III.1. Introduction

La simulation par ordinateur est l'un des moyens les plus efficaces et les plus réalistes pour simuler les défauts de l'engrenage et obtenir les réponses correspondantes sans interférence de bruits. La modélisation dynamique par la méthode des éléments finis est devenue de plus en plus efficace pour le diagnostic et le pronostic des défaillances mécaniques. Il s'agit là d'une nette amélioration par rapport aux techniques expérimentales [83].

Ce chapitre sera consacré à la simulation d'un dispositif d'engrenage, nous allons faire une analyse en deux dimensions d'un engrenage en utilisant la méthode des éléments finis. En connaissant les caractéristiques mécaniques et géométriques de différentes parties de notre dispositif, la modélisation et l'implémentation du modèle sont faites sous le logiciel COMSOL. Nous allons simuler le comportement mécanique d'une paire d'engrenages dans les deux cas sain et en présence des avaries locaux sur une dent et calculer les changements de la rigidité d'engrènement. D'autre part, le modèle calcule les contraintes de von Mises sur le trajet du contact.

### III.2. Etude des engrenages dans le logiciel COMSOL Multiphysics

Le logiciel COMSOL Multiphysics fournit une nouvelle fonctionnalité permettant de modéliser facilement une paire d'engrenages. La fonctionnalité, inclus dans l'interface *Multibody Dynamics* permet d'élaborer un système de transmission constitué d'un certain nombre d'engrenages et d'arbres. Plusieurs types peuvent être modélisés, tels que:

- Engrenage conique
- Engrenage hélicoïdal
- Engrenage droit
- Engrenage à vis sans fin
- Engrenage à crémaillère

De plus, on peut modéliser les engrenages cylindriques et hélicoïdaux en tant qu'engrenages intérieur [84].

#### ➤ Pourquoi la modélisation des engrenages?

Une question qui pourrait venir à l'esprit: pourquoi on modélise numériquement des dispositifs comportant des engrenages lorsque on peut effectuer des calculs analytiques avec certaines hypothèses? Bien que les calculs analytiques servent à la phase de conception préliminaire d'un système de transmission, il y a une grande importance aujourd'hui sur

l'optimisation de ces systèmes afin de les rendre plus petits, plus légers, plus silencieux, plus durables et plus fiables. La modélisation numérique fournit un chemin pour y parvenir, car il représente toutes les situations réalistes qui créent une non-linéarité dans le système. De tels facteurs incluent notamment la flexibilité des arbres, la rigidité des roulements, la rigidité des engrenages, l'amortissement des engrenages, le jeu, les erreurs de transmission et le frottement [84].

La modélisation numérique des engrenages est conçue pour traiter les éléments suivants:

- L'efficacité de la transmission ;
- Les charges sur les autres parties du système (par exemple, les roulements) ;
- Les contraintes dans les arbres ;
- Le mouvement vibratoire du système ;
- Les fréquences naturelles du système ;
- Les régions de stabilité ;
- Bruit rayonné ;
- Le tourbillonnement des rotors ;
- La fiabilité et la durée de vie.

Lors de l'analyse du bruit, des vibrations et de la dureté d'un système de transmission l'élasticité du maillage engrenage joue un rôle crucial dans l'obtention des résultats utiles. Les nouvelles fonctionnalités du logiciel COMSOL Multiphysics aident à créer une simulation d'engrenage précise et permettent d'évaluer la rigidité d'un engrenage. Nous allons expliquer pourquoi il est important de prendre en compte le calcul de la rigidité des engrenages.

### III.3. Importance de la rigidité des engrenages

Avant l'invention des engrenages, les gens utilisaient des roues pour transférer la rotation d'un arbre à un autre à l'aide du frottement. L'inconvénient majeur de l'utilisation de ces roues à frottement était le glissement au-delà d'une certaine valeur de couple, car le couple maximal pouvant être transmis était limité par le couple de friction. Pour surmonter cette limitation, les gens ont commencé à utiliser des roues dentées.

Le but principal des engrenages est d'éviter les glissements. C'est pourquoi les dents du pignon sont insérées entre les dents de la roue, un processus appelé maillage d'engrenage. Par rapport à la région centrale de l'engrenage, la région maillée est plus flexible. Par conséquent, il est important de prendre en compte la rigidité d'engrenage lorsque vous essayez de capturer avec précision la dynamique et les vibrations du système.

La rigidité d'un engrenage dépend de plusieurs paramètres différents et, surtout, elle varie avec la rotation de l'engrenage. Cela rend le problème non linéaire et la rigidité variable des engrenages engendre des vibrations dans le système. Ces vibrations dans différentes parties du système de transmission entraînent un rayonnement sonore. Par conséquent, il est crucial d'évaluer la rigidité du maillage [85].

### III.3.1. Evaluation de la rigidité d'un maillage à l'aide d'une analyse de contact statique

Pour examiner la rigidité des engrenages, on suppose que les engrenages sont des corps élastiques et modélisons le contact entre eux. On effectue ensuite une analyse paramétrique stationnaire pour déterminer la rigidité du maillage des engrenages pour différentes positions dans un cycle de maillage (exemple illustré dans la figure III.1). Nous modélisons le contact entre les dents d'engrenages. Les limites de contact sont indiquées dans la figure ci-dessous.

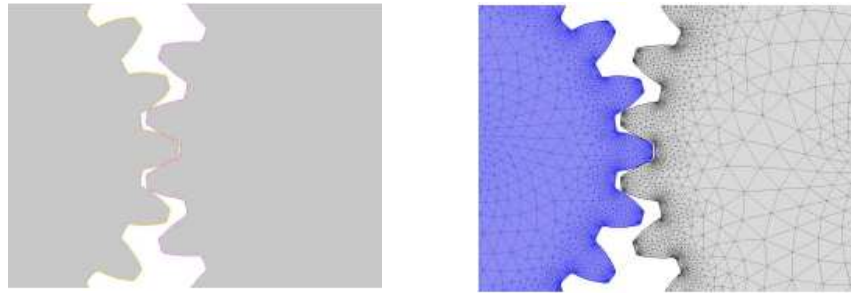


Figure III.1. Les limites de contacts de la paire (à gauche), maillage par les éléments finis de la paire d'engrenages (à droite) [85].

Comme la rigidité du maillage change pour les différentes positions des engrenages dans le cycle de maillage, nous faisons tourner les deux engrenages de manière paramétrique afin de calculer la variation de la rigidité du maillage. L'angle de rotation de la roue ( $\theta_w$ ) est définie comme suit:

$$\theta_w = -\frac{\theta_p}{g_r} + \theta_t \quad (\text{III. 1})$$

Où

$\theta_p$  : est l'angle de rotation du pignon.

$g_r$ : est le rapport de transmission.

$\theta_t$  : est l'angle de torsion de la roue.

Par conséquent, la rigidité en torsion du train d'engrenages est prescrite comme suit:

$$k_t = \frac{T}{\theta_t} \quad (\text{III. 2})$$

$T$  : est le moment de torsion requis.

Une fois que nous connaissons la rigidité en torsion, nous pouvons définir la rigidité le long de la ligne d'action comme suit:

$$k_g = \frac{4k_t}{(d_{pw} \cos \alpha)^2} \quad (\text{III. 3})$$

Où

$d_{pw}$  : est le diamètre primitif de la roue.

$\alpha$  : est l'angle de pression [85].

### III.3.2. Dépendance de la rigidité des engrenages aux différents paramètres

Dans la section précédente, nous avons vu que la rigidité des engrenages varie avec la position de l'engrenage dans un cycle de maillage. Cela dépend également de plusieurs autres paramètres [86], dont certains sont énumérés ici:

- Paramètres de la dent ;
  - Nombre de dents ou module ;
  - Angle de pression ;
- Paramètres géométriques ;
  - Diamètre primitif ;
  - Largeur ;
- Propriétés du matériau.

### III.4. Etude des contraintes de contact d'un engrenage droit

Le transfert de puissance entre engrenages a lieu au contact entre les dents qui agissent. L'une des principales causes de défaillances de la denture dans l'engrenage est due à la répétition de contraintes de contact élevées produisant à la surface de l'engrenage pendant qu'une paire de dents transmet de la puissance. Ces contraintes de contact peuvent être calculées par des équations analytiques développées par Hertz en 1881, dérivée à l'origine du contact entre deux cylindres [8, 9, 10]. La figure (III.2) montre la géométrie en supposant que le contact se situe entre deux cylindres.

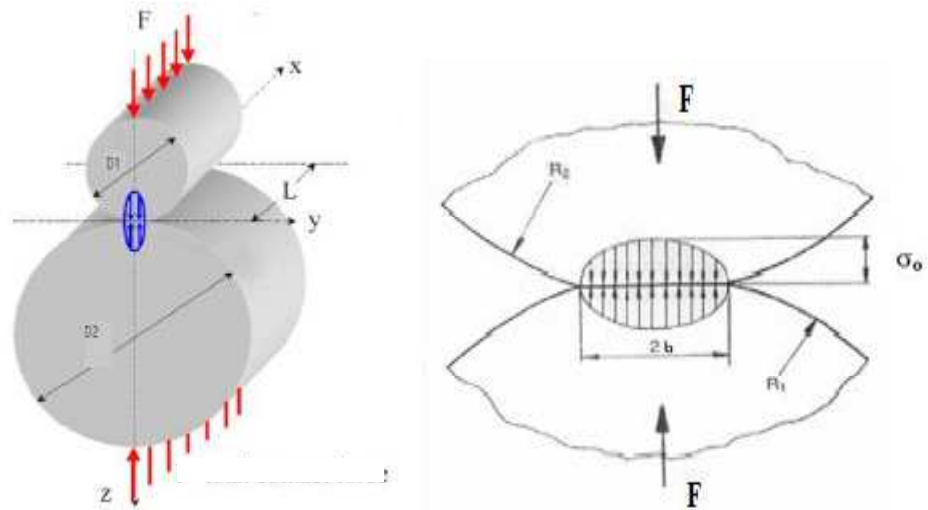


Figure III.2. Cylindres en contact [9].

La distance déformée ( $b$ ) est donnée dans l'équation suivante:

$$b = 2 \sqrt{\frac{F(1-\nu_1^2) + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}}{E_1} \frac{L\pi(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2})}{L\pi(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2})}} \quad (\text{III. 4})$$

La contrainte de contact est maximale au centre, comme le montre la figure (III.2). Elle est donnée par l'expression [11, 12] :

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{F(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2})}{L\pi \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}}} \quad (\text{III. 5})$$

Où

$F$  : est la force appliquée ;

$\nu_1$  et  $\nu_2$  : sont les coefficients de Poisson des deux matériaux de pignon et de roue respectivement ;

$E_1$  et  $E_2$  : sont les modules d'élasticité du pignon et de roue respectivement ;

$L$  : est la largeur de la denture ;

Les mêmes équations peuvent être appliquées au contact des dents, comme le montre la figure (III.3):

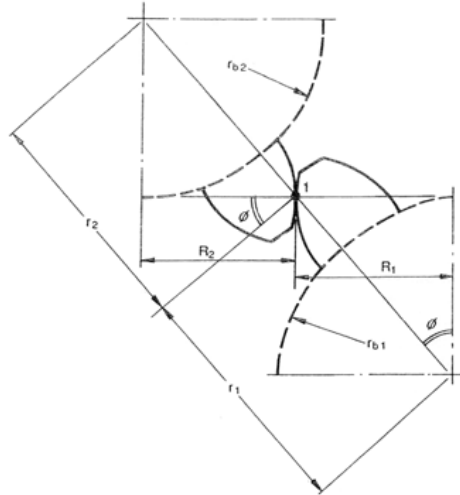


Figure III.3. Deux dents en contact [9].

En supposant que  $R_1$  et  $R_2$  sont comme les rayons de courbure au point primitif égal à:

$$R_1 = r_1 \sin \alpha$$

$$R_2 = r_2 \sin \alpha .$$

L'équation de Hertz pour les contraintes de contact dans les dents peut être écrite par:

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{F(1 + \frac{r_1}{r_2})}{r_1 L \pi [\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}] \sin \alpha}} \quad (\text{III. 6})$$

Où

$r_1$  et  $r_2$  : sont les rayons du cercle primitif du pignon et de la roue respectivement ;

$\alpha$  : est l'angle de pression.

### III.5. Méthode des éléments finis (MEF)

La méthode des éléments finis est consacrée pour les géométries complexes et aux matériaux non linéaires. Elle subdivise le domaine d'étude en domaines élémentaires appelés éléments finis. L'inconnue de chaque élément est exprimée par des fonctions d'interpolation simples en fonction des valeurs de l'inconnue en chacun des sommets de cet élément. En tenant compte des conditions de continuité à l'interface et au passage entre les milieux.

Pour des structures bidimensionnelles, les éléments de maillage sont triangulaires, pour les problèmes tridimensionnels les éléments sont tétraédriques ou prismatique [87, 88].

La méthode des éléments finis en 2D en se basant sur l'approche résidus pondérés qui ne tient pas compte de l'aspect énergétique du problème traité. La méthode consiste à dissocier le

domaine étudié en éléments finis, et approcher l'inconnu dans chaque élément par des fonctions d'interpolation. Ces fonctions sont généralement des polynômes de Lagrange de premier ou deuxième degré. L'interpolation dans un élément est effectuée en fonction de ses valeurs nodales, ce qui impose la continuité de l'inconnu sur les interfaces des éléments.

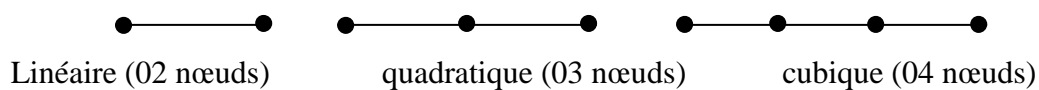
Le principe de la méthode des éléments finis est la transformation de l'équation aux dérivées partielles (EDP) qui régit le problème traité à un système d'équation algébrique dont la résolution permet de définir l'inconnu à un ensemble de points (nœuds) de la discrétisation. Consiste à découper la géométrie en un nombre fini du domaine (sous domaine).

Il existe différents types d'éléments :

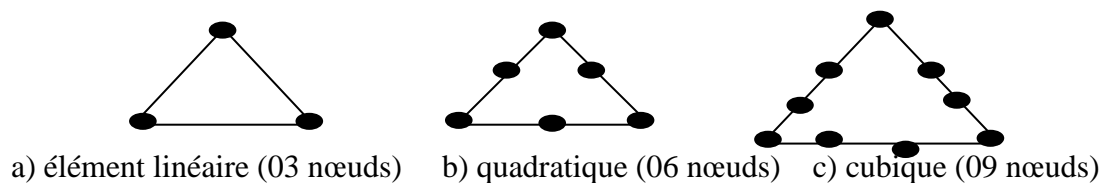
- Élément linéique (1D).
- Élément surfacique (2D).
- Élément volumique (3D).

Pour notre cas le domaine d'étude, soit à deux dimensions, on rencontre le plus souvent des éléments linéaires, quadratiques ou cubiques. Pour aboutir à une meilleur exactitude de la solution, on procède a raffiner le maillage.

-Problème à une dimension (élément droit) :



-Problème à deux dimensions (triangle ou quadrilatère)



-Problème à trois dimensions

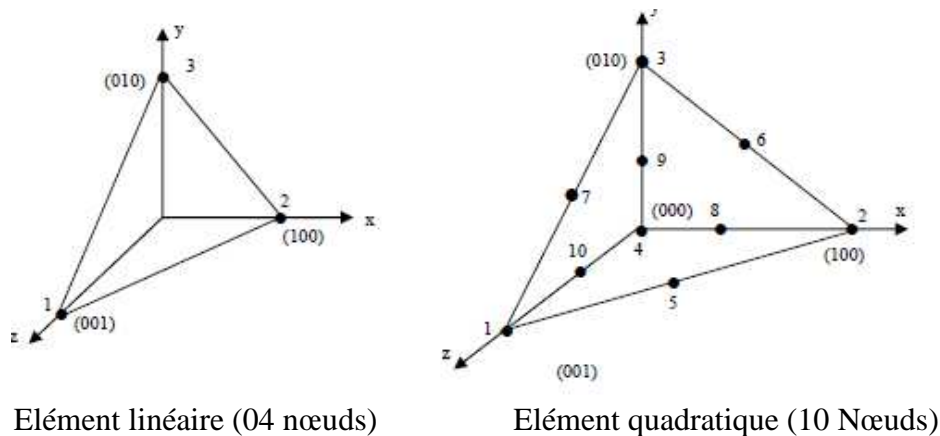


Figure III.4. Discrétisation du domaine d'étude (maillage) [88].

### III.6. Présentation et définition du modèle à étudier en 2D

Dans notre travail on a utilisé un système d'engrenages droit composé essentiellement d'un pignon et d'une roue sont montés sur des arbres rigides et les arbres sont supportés par le boîtier élastique aux deux extrémités. L'arbre d'entraînement tourne à une vitesse angulaire de  $600 \text{ rad / s}$  et l'arbre de sortie est chargé par un couple extérieur de  $100 \text{ Nm}$ . Les propriétés géométriques et mécaniques de la roue et du pignon sont indiquées dans le tableau (III .1).

Le dispositif et la simplification de la géométrie en deux dimensions sont donnés par le schéma de la figure (III.5).

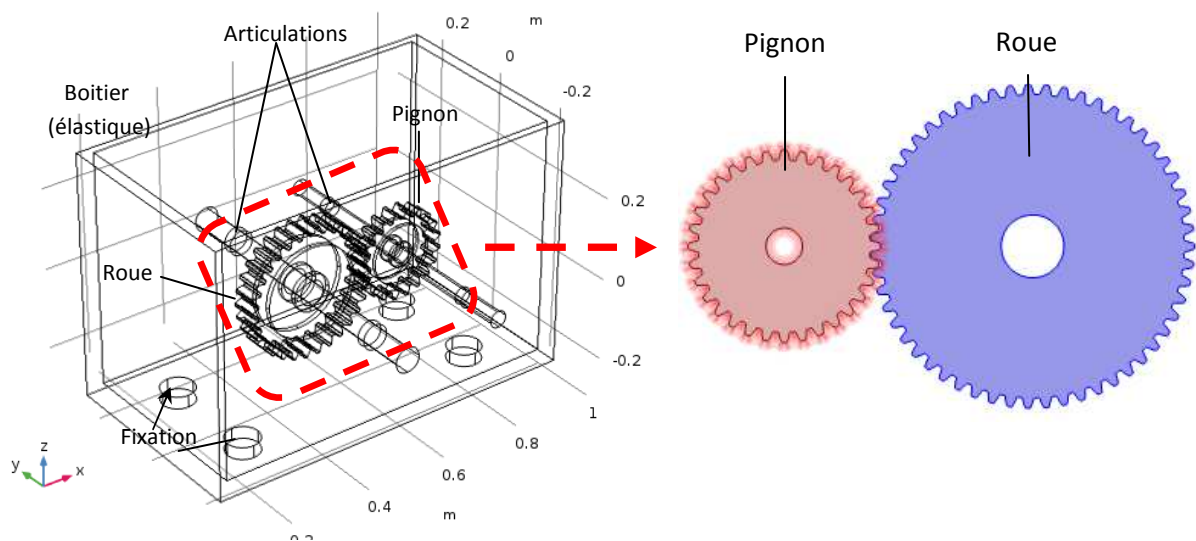


Figure III.5. Géométrie du dispositif d'engrenage.

**Tableau III.1 : Propriétés géométriques et mécaniques des engrenages.**

Caractéristiques	Pignon	Roue
Nombre de dents (n)	32	55
Diamètre primitif (dp) [mm]	76,8	132
Angle de pression (alpha) [deg]	20°	
Rapport de transmission (gr)	1,7188	
Largeur (wg) [mm]	10	
Module [mm]	2.4	
Matériel	Acier de construction	
Module d'élasticité (E) [Gpa]	200	
Coefficient de Poisson ( $\nu$ )	0,3	

Le contact est considéré lubrifié avec l'huile SAE90, (figure III.6). Il s'agit d'une huile extrême pression mono-grade épaisse ayant une viscosité dynamique  $\mu = 0.19$  Pa.s et une densité  $\rho = 885$  kg/m<sup>3</sup>. Cette huile a de très bonnes propriétés de protection anti-usure et peut être utilisée dans de nombreuses applications de lubrifiants industriels et automobiles comme la lubrification des engrenages et des roulements.

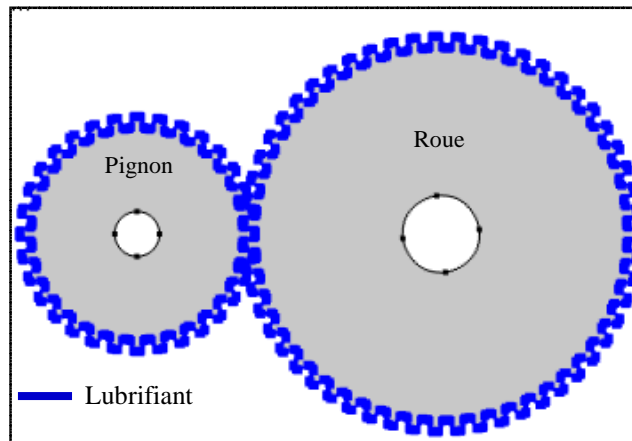


Figure III.6. Contact lubrifié.

### III.6.1. Processus de simulation par le logiciel COMSOL

Cette étape consiste à représenter le modèle en deux ou trois dimensions dans une interface graphique. Dans le domaine d'étude du logiciel COMSOL nous allons dessiner la forme géométrique du système d'engrenage en 2D représenté dans la figure suivante :

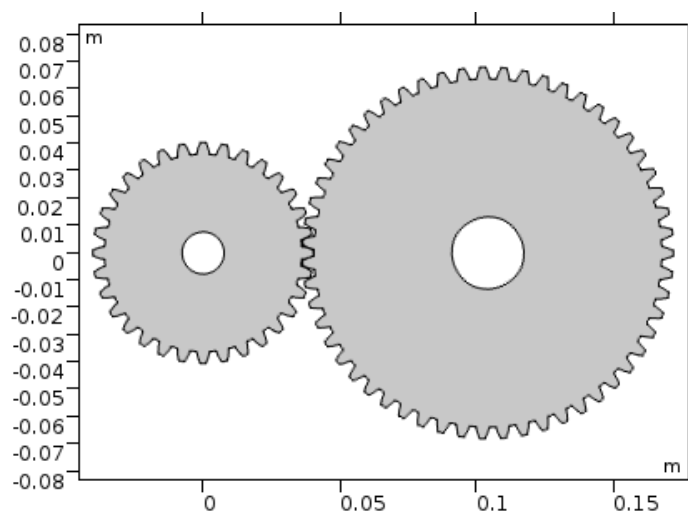
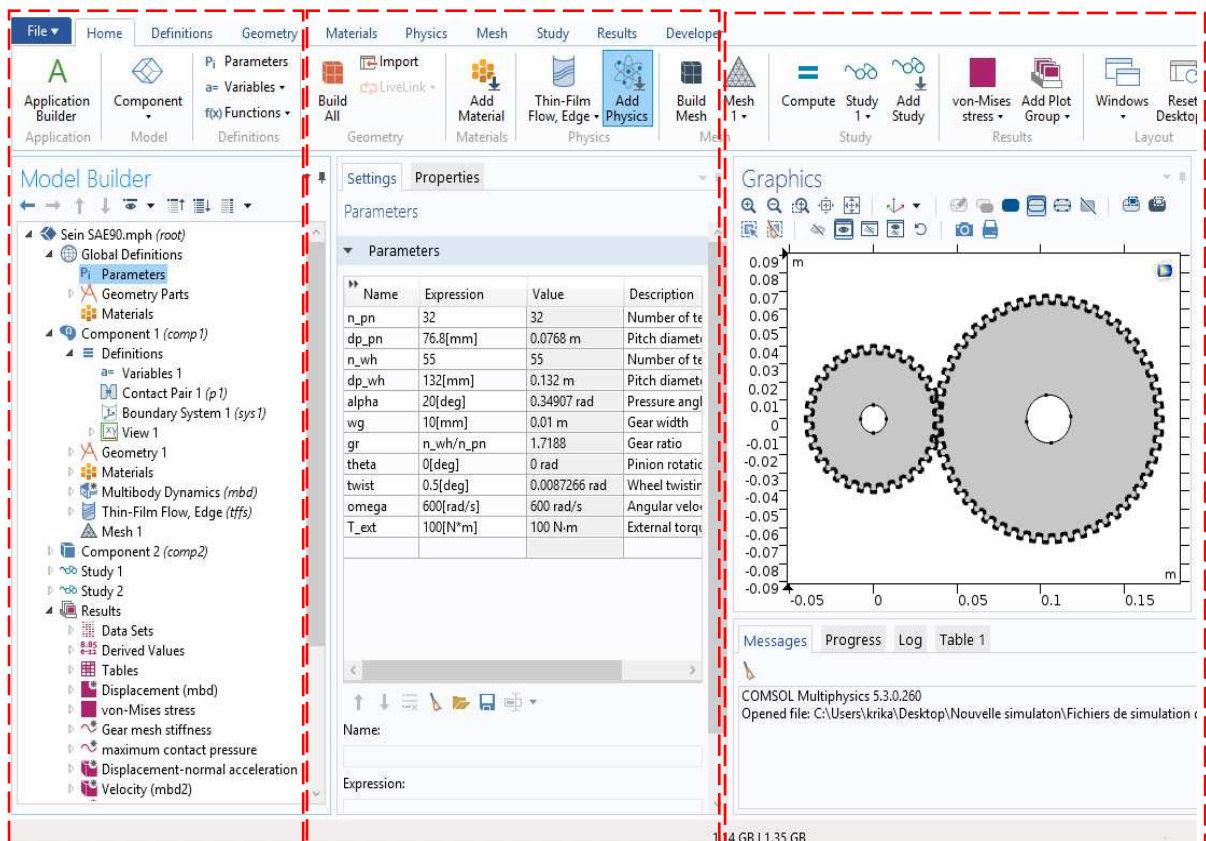


Figure III.7. Géométrie du dispositif d'engrenage en 2D sous COMSOL.

Le logiciel COMSOL Multiphysics, basé sur la méthode des éléments finis permet d'effectuer le calcul du comportement mécanique et dynamique des engrenages dans le

domaine Multibody Dynamics. La modélisation des contacts est utilisée pour le calcul de la rigidité du maillage, les contraintes de von-Mises, les forces et les pressions de contact,...etc

Le logiciel COMSOL contient les différentes étapes du processus de simulation (définition de la géométrie, les propriétés matériaux, le maillage, choisir le domaine physique d'étude, résolution et l'exportation des résultats) qui sont intégrées dans une interface graphique représentée dans la figure (III.8). (Voir Annexe B).



Construction physique

Déclaration des paramètres

Géométrie a étudié

Figure III.8. Présentation du logiciel COMSOL Multiphysics.

### III.6.2. Maillage du domaine d'étude

La figure (III.9) montre le modèle maillé où différentes tailles de maillage sont utilisées à différents endroits pour obtenir des résultats plus précis. Les zones autour des surfaces en contact ont été maillées avec une plus grande densité d'éléments fins, car ces zones sont cruciales pour la précision des résultats. Des éléments fins plus grosses ont été utilisés dans des zones moins importantes, telles que les segments de dentures qui ne sont pas en contact.

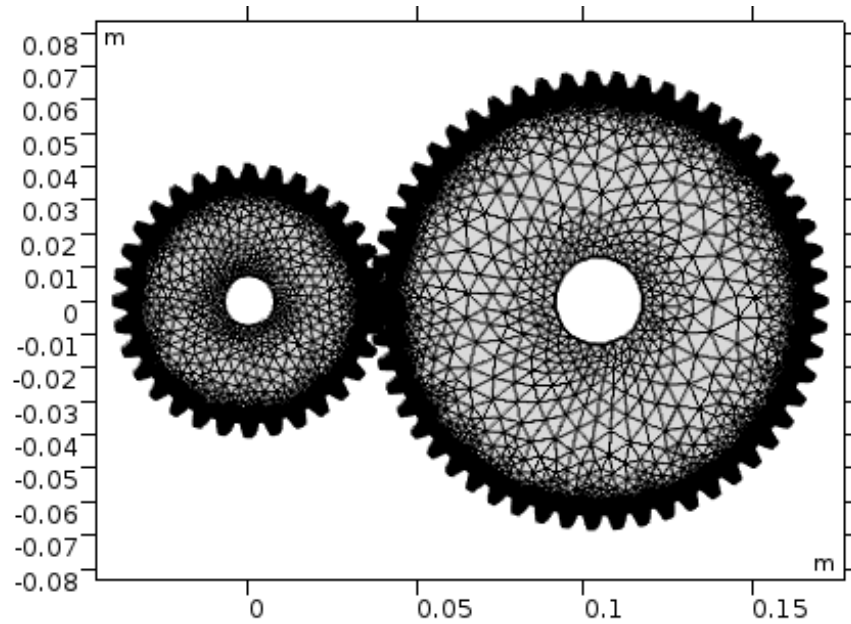


Figure III.9. Génération de maillage (Maillage du domaine de résolution).

### III.6.3. Les types des défauts d'engrenage étudiés

Il existe plusieurs types de défauts qui se produisent dans les engrenages, on peut citer :

- L'usure est un phénomène de surface dans lequel des couches de métal sont retirées de la surface de contact des dents de l'engrenage. Il existe différents types d'usure en fonction de la gravité, comme le polissage, l'usure modérée et l'usure excessive.
- Les fissures se forment souvent au pied de la dent. C'est-à-dire à l'endroit de la concentration maximale de contrainte due à la sollicitation en flexion. La présence de ce type de fissures fragilise la dent défectueuse et diminue sa résistance à la rupture.
- Les fractures sont causées par la rupture d'une dent entière ou d'une partie substantielle de la dent. Elle peut résulter du choc dus aux surcharges et de la fatigue due aux charges cycliques de flexion [83].

Cinq types de défauts d'engrenage sont simulés dans ce chapitre représentés dans la figure (III.10), ils sont :

- Une dent usée sur le pignon ;
- Une fissure située à la racine de la dent ;
- Une fissure située près du cercle primitif ;
- La moitié de la dent cassée ;
- La dent entière endommagée.

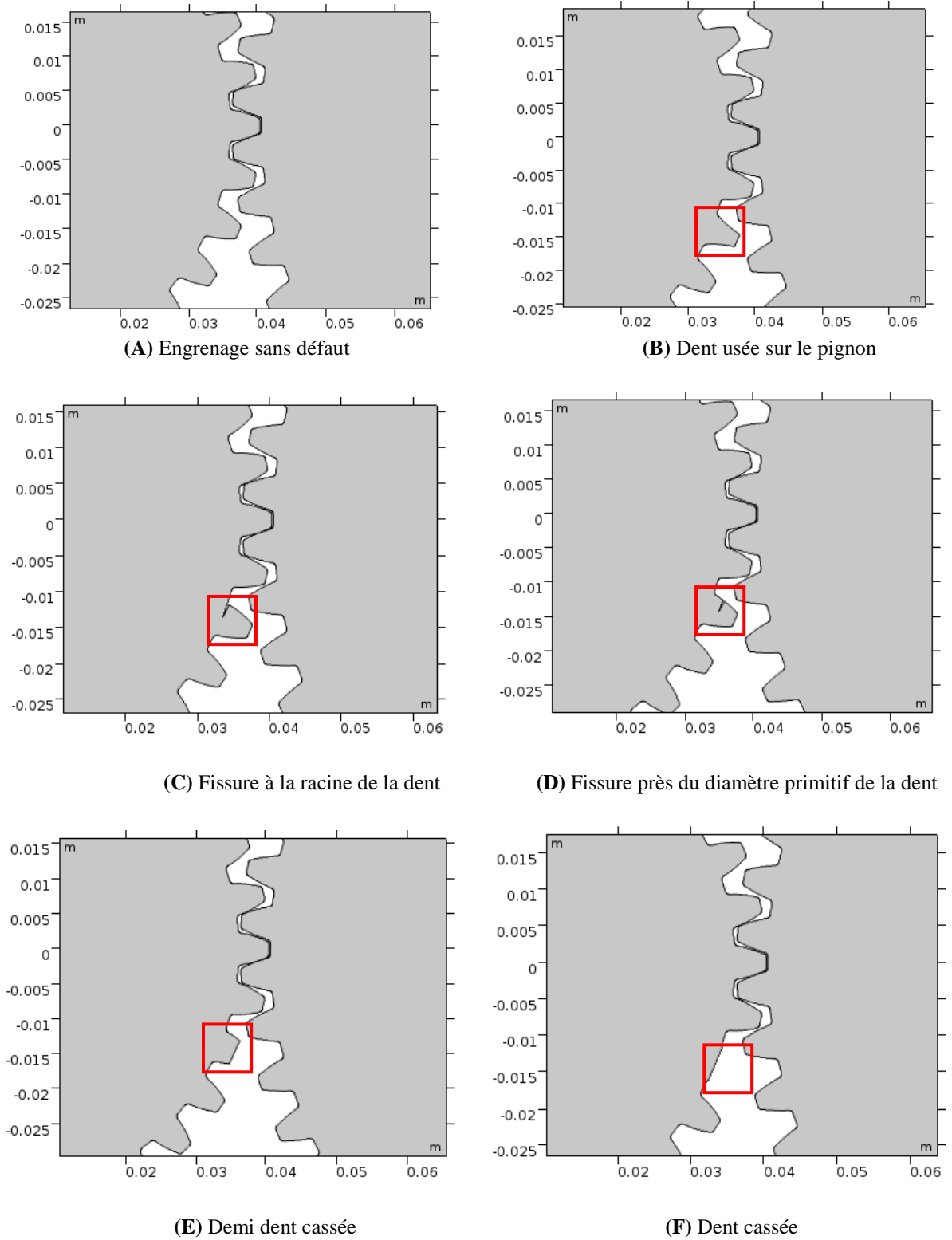


Figure III.10. Les types des défauts d'engrenage étudiés.

### III.7. Résultats et analyses

D'abord, une simulation a été réalisée pour le cas sain en étudiant la rigidité et la distribution des contraintes. Le deuxième cas est caractérisé par la présence des avaries dans le dispositif étudié. Les résultats obtenus ont été présentés aux figures ci-dessous.

#### III.7.1. Etude de la rigidité de maillage d'engrenage

Les résultats de calcul de la rigidité d'engrènement de l'engrenage avec différents défauts sont représentés dans le tableau (III.2). Ici, la première colonne représente l'engrenage sans défaut (A) et «Défaut B ~ Défaut F» se réfèrent aux engrenages avec les avaries dans une seule dent montrées dans la figure (III.10) respectivement. La valeur du changement de la rigidité est égale à la rigidité de l'engrenage avec défauts moins celle de l'engrenage normal.

**Tableau III.2 : Valeurs de variation de la rigidité de contact pour chaque type de défaut.**

Type de défaut	Rigidité (N/m)	Variation de la rigidité (N/m)
Engrenage sans défaut (A)	61932187,72	0
Défaut (B)	35885295,12	-26046892,6
Défaut (C)	59848872,94	-2083314,78
Défaut (D)	60524887,37	-1407300,35
Défaut (E)	52506736,78	-9425450,94
Défaut (F)	35884315,13	-26047872,59

Le changement de raideur d'engrènement en fonction de rotation du pignon ( $\theta^\circ$ ) influencé par chaque type de défaut est donné par les figures (III.11 à 13).

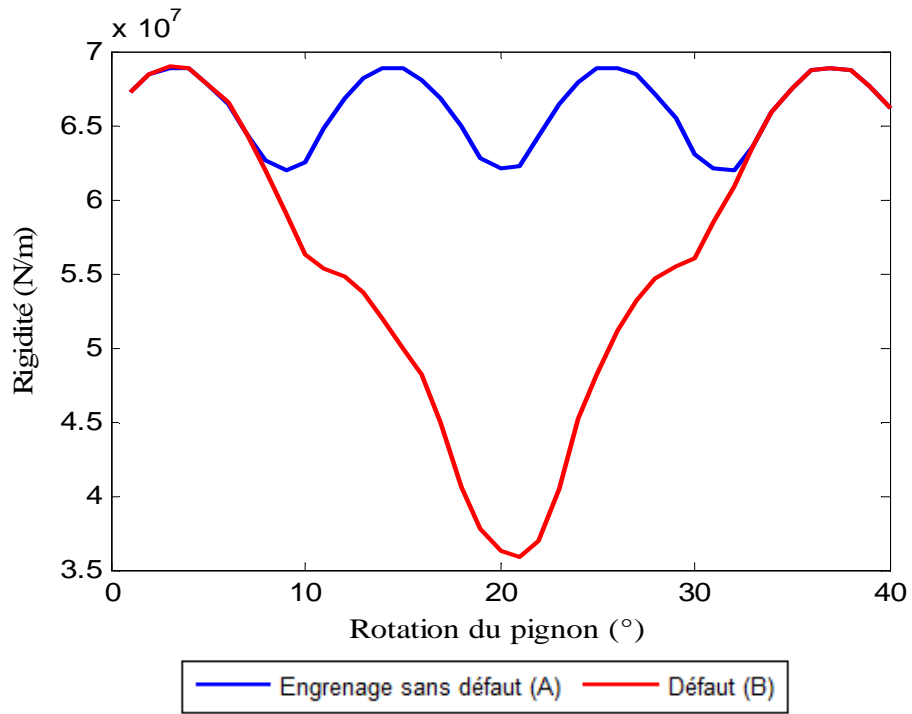


Figure III.11. Variation de la rigidité de l'engrenage avec la rotation du pignon pour le défaut 'usure'.

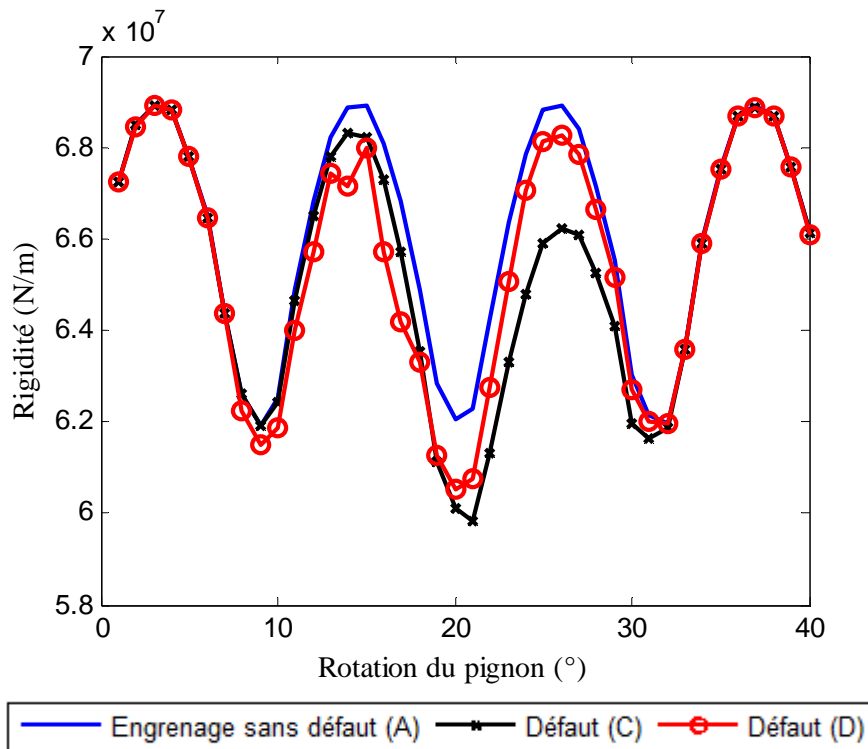
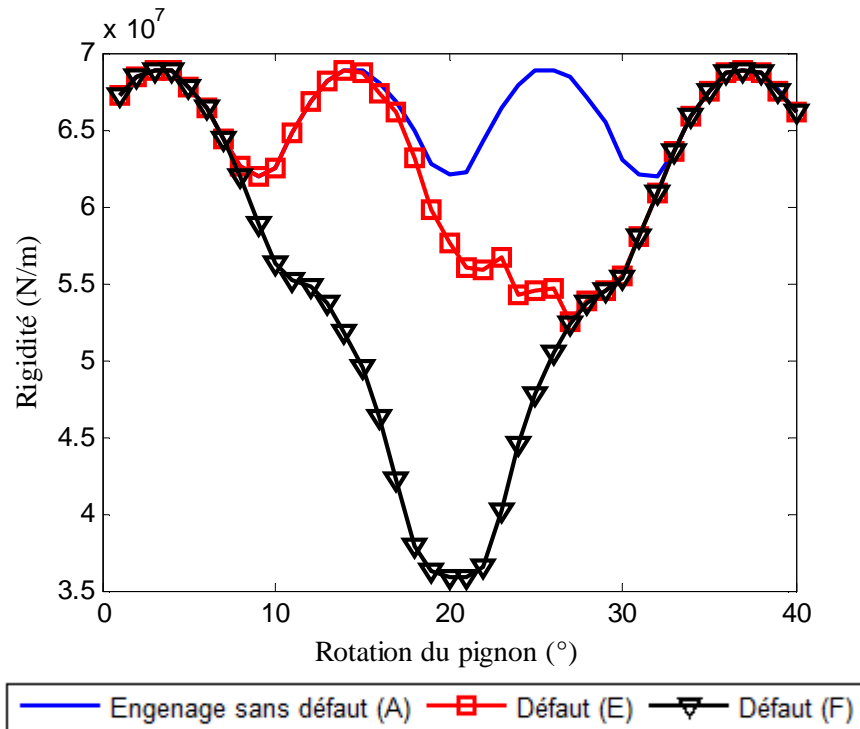


Figure III.12. Variation de la rigidité de l'engrenage avec la rotation du pignon pour le défaut 'fissure'.



**Figure III.13. Variation de la rigidité de l'engrenage avec la rotation du pignon pour le défaut 'fracture'.**

La figure (III.11) montre la variation de la rigidité en fonction de rotation du pignon pour le défaut (usure), comparée avec l'état sain qui se manifeste par une chute de raideur d'engrènement d'un pourcentage de 42%.

La rigidité d'engrènement dans le cas du défaut (fissure) varie en fonction de la rotation du pignon comme montrée sur la figure (III.12). Elle diminue par rapport au cas sain d'un pourcentage de 3.4% dans le cas de la fissure située à la racine de la dent, et de 3% dans le cas de la fissure située près du cercle primitif.

Pour le défaut fracture, la rigidité d'engrènement varie en fonction de la rotation du pignon comme montrée sur la figure (III.13). Elle se caractérise par une diminution d'un pourcentage de 15.5% pour le cas d'une demi-dent cassée, et de 42% dans le cas de la dent entière cassée.

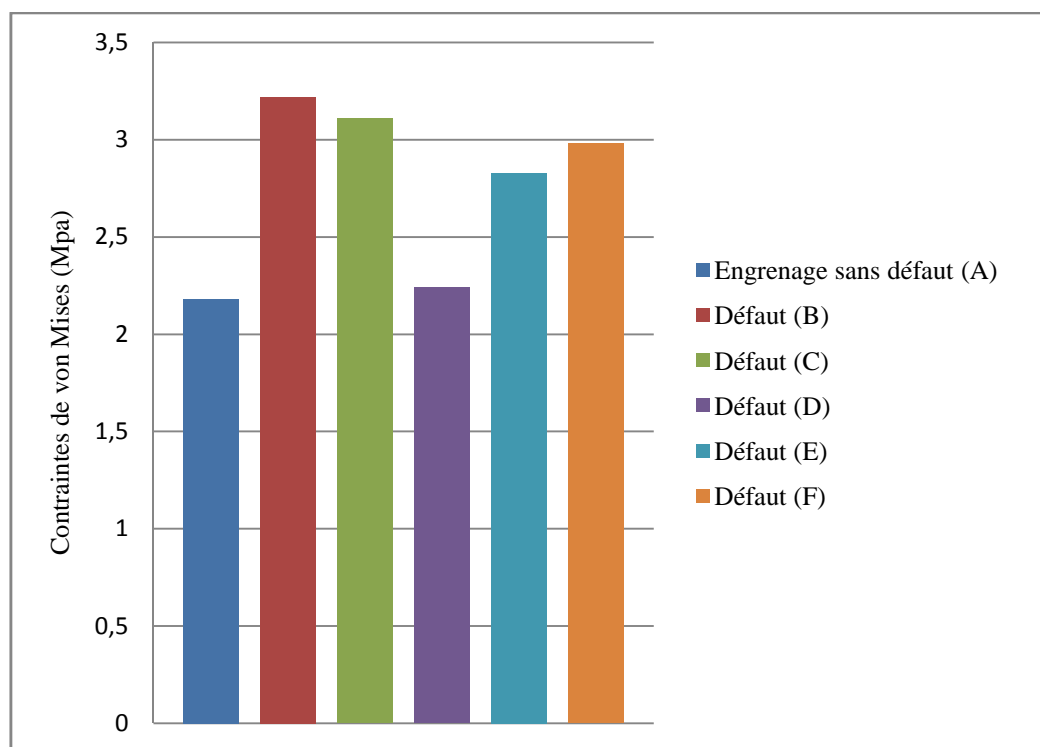
Lors de l'engrènement, le nombre de dents en contact varie, ce qui conduit au changement soudain dans la rigidité. Lorsqu'un défaut apparaît, et comme la dent défectueuse commence juste à entrer dans le maillage, la rigidité de la denture ou de la paire d'engrenages diminue dans une certaine mesure. De plus, plus le défaut est grave, plus la rigidité diminue. Dans les résultats de notre simulation, il a été observé que le cas de perte de la matière que se soit l'usure ou les fractures de la dent cause plus la réduction de la rigidité par rapport le cas normal, il était suivi par les fissures de la dent.

### III.7.2. Etude des contraintes de contact d'engrenage

Les valeurs maximales de contrainte le long du trajet de contact pour chaque type de défaut ont été calculées par analyse par éléments finis et comparées aux contraintes dans le cas d'un engrenage sans défaut. Les résultats sont résumés dans le tableau (III.3) et les figures (III.14 à 18).

**Tableau III.3 : Contrainte maximale de von Mises le long du chemin de contact.**

Type de défaut	Engrenage sans défaut (A)	Défaut (B)	Défaut (C)	Défaut (D)	Défaut (E)	Défaut (F)
Max. von Mises stress (MPa)	2,18	3,22	3,11	2,24	2,83	2,98



**Figure III.14. Contrainte équivalente pour chaque avarie.**

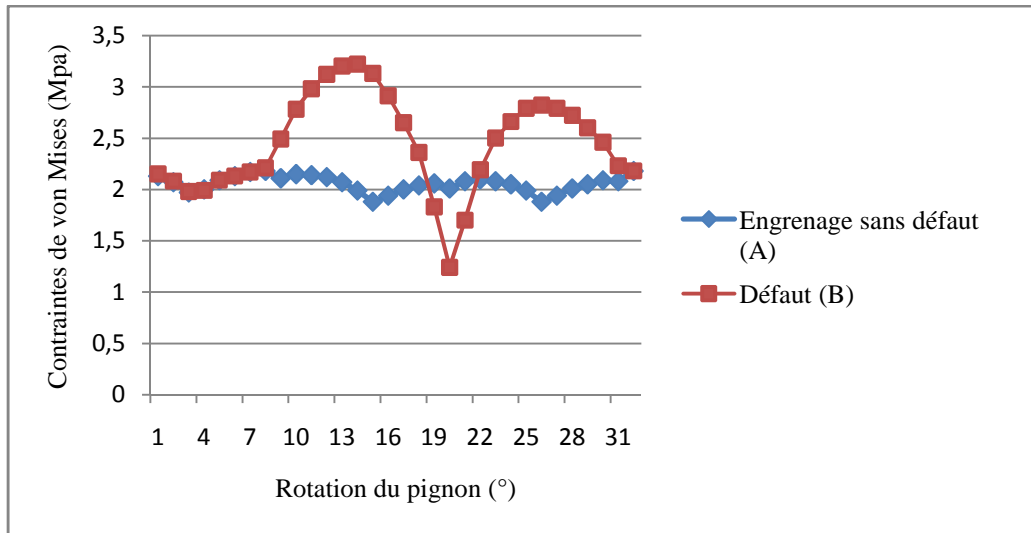


Figure III.15. Diagramme de comparaison de la contrainte de von Mises pour le défaut 'usure'.

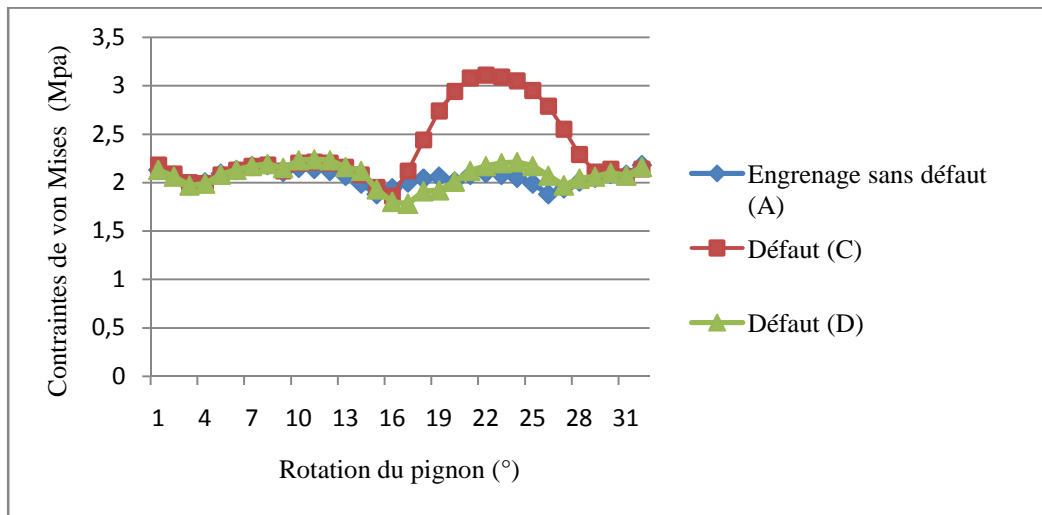


Figure III.16. Diagramme de comparaison de la contrainte de von Mises pour le défaut 'fissure'.

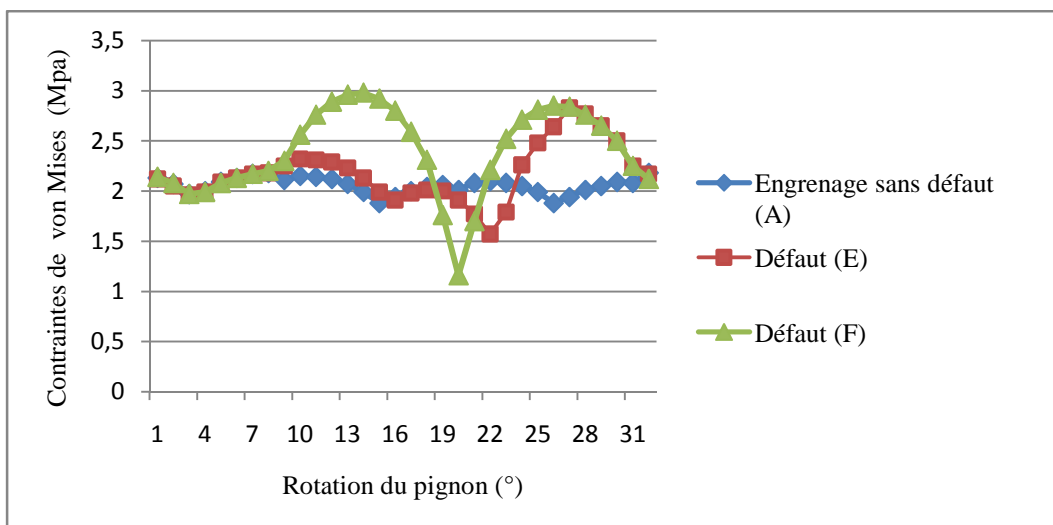
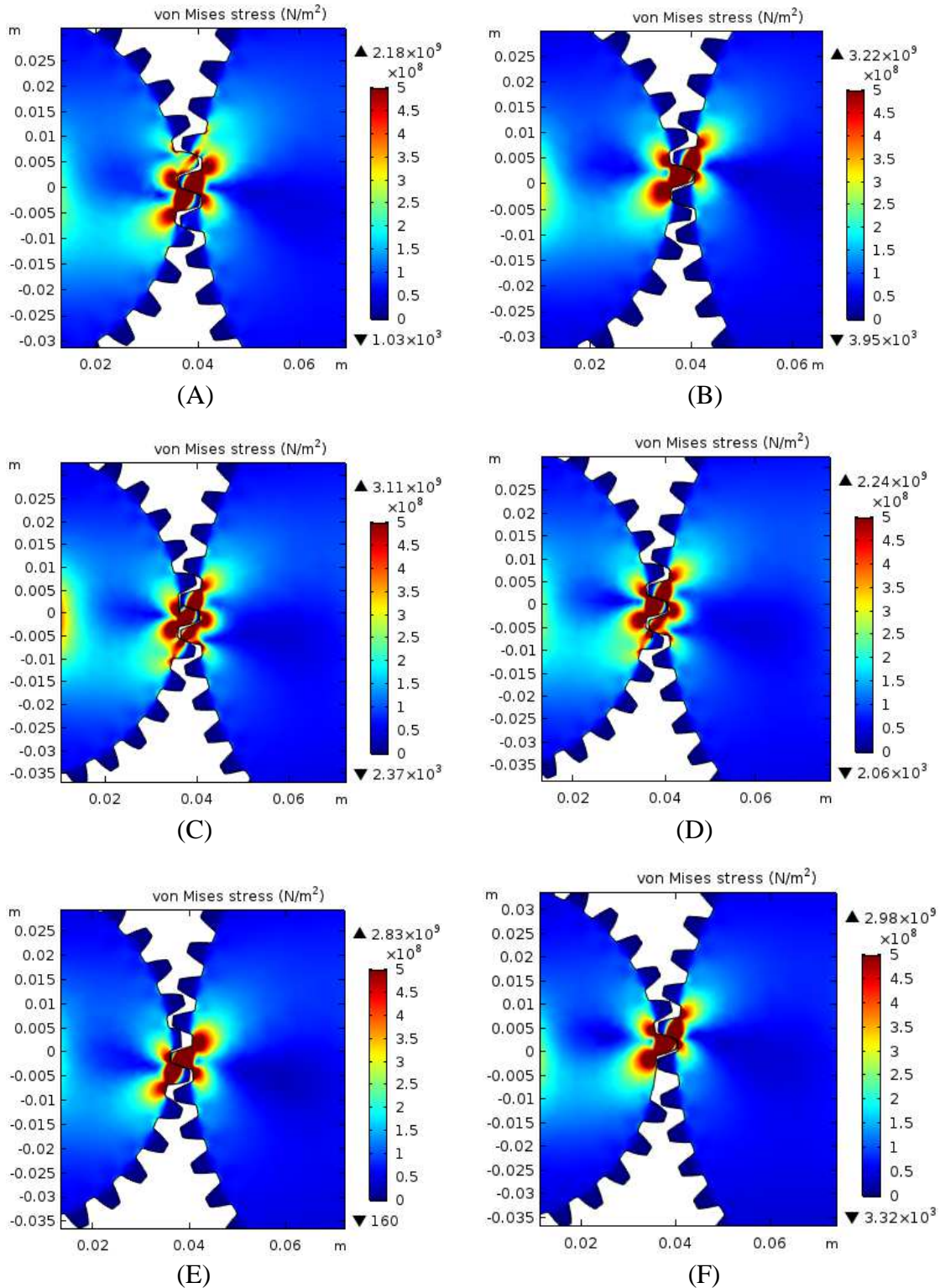


Figure III.17. Diagramme de comparaison de la contrainte de von Mises pour le défaut 'fracture'.



**Figure III.18. Distribution des contraintes maximales de von Mises dans la paire d'engrenages : engrenage sans défaut (A) ; défaut (B) ; défaut (C) ; défaut (D) ; défaut (E) ; défaut (F).**

Comme le montre la figure (III.14), il a été constaté que la contrainte équivalente induite était maximale dans le cas d'usure suivi par la fissure à la racine de la dent, la dent cassée, la demi-dent cassée, la fissure près du diamètre primitif et enfin le cas sain présentant la contrainte minimale attendue.

Les courbes représentées dans les figures (III.15 à 17) montrent le changement des contraintes maximales dans la paire d'engrenages le long du trajet de contact en fonction de la rotation du pignon pour chaque cas des défauts étudiés.

Pour les résultats des défauts usure et fracture montrés sur les figures (III.15 et 17), on remarque que la valeur de contrainte commence à augmenter au début du contact de la dent défectueuse, lorsque cette dent atteint un emplacement du contact avec une seule dent, la contrainte a augmenté jusqu'à la valeur maximale, mais exactement après avoir dépassé la région de ce contact unique elle a été réduite à cause de perte de la matière. À la fin du contact, la contrainte a augmenté soudainement pour atteindre une valeur élevée presque proche de la valeur maximale à la sortie de la dent défectueuse.

Par contre, dans le cas de défaut 'fissure' illustré à la figure (III.16), une augmentation soudaine de la contrainte se produira quand la dent défectueuse passera d'un contact unique avec une seule dent à un contact double avec deux dents.

La distribution des contraintes de von Mises dans la paire d'engrenages pour chaque cas est illustrée à la figure (III.18), Ce dernier montre que la contrainte maximale est générée aux points de contact et se propage aux racines des dents.

### **III.8. Etude de l'effet de variation des paramètres géométriques**

La modélisation paramétrique permet à l'ingénieur concepteur d'étudier l'effet des paramètres caractéristiques d'un produit pour conduire à sa conception. Parmi ces principaux paramètres décrivant l'engrenage lors de sa conception on peut citer : le nombre de dents ou le module, l'angle de pression, les rayons, l'épaisseur de la dent, ...etc.

Notre travail a été fait sur la rigidité et sur les contraintes de contact dans le cas sain, en variant le nombre de dent ( $n$ ) ou le module ( $m$ ) et l'angle de pression ( $\alpha$ ). Pour illustrer l'effet de ces paramètres on a pris les exemples ci-dessous.

#### **III.8.1. Effet du nombre de dents ou de module**

Pour examiner l'effet du nombre de dents ou de module sur la rigidité et les contraintes de contact des engrenages, nous considérons différentes valeurs pour le nombre de dents du pignon ( $np = 32, 40, 48$ ). Nous calculons ensuite le nombre de dents de la roue en utilisant le rapport de transmission, qui est réglé sur 1,5. Les caractéristiques géométriques sont données par le tableau (III.4).

**Tableau III.4 : Caractéristiques géométriques des engrenages 1, 2 et 3.**

Paramètres	Engrenage 1		Engrenage 2		Engrenage 3	
	Pignon	Roue	Pignon	Roue	Pignon	Roue
Nombre de dents	20	30	32	48	40	60
Diamètres primitifs (mm)	50	75	50	75	50	75
Module (mm)	2,5		1,56		1,25	
Angle de pression $\alpha$ (°)	25°					
Rapport de transmission (gr)	1,5					

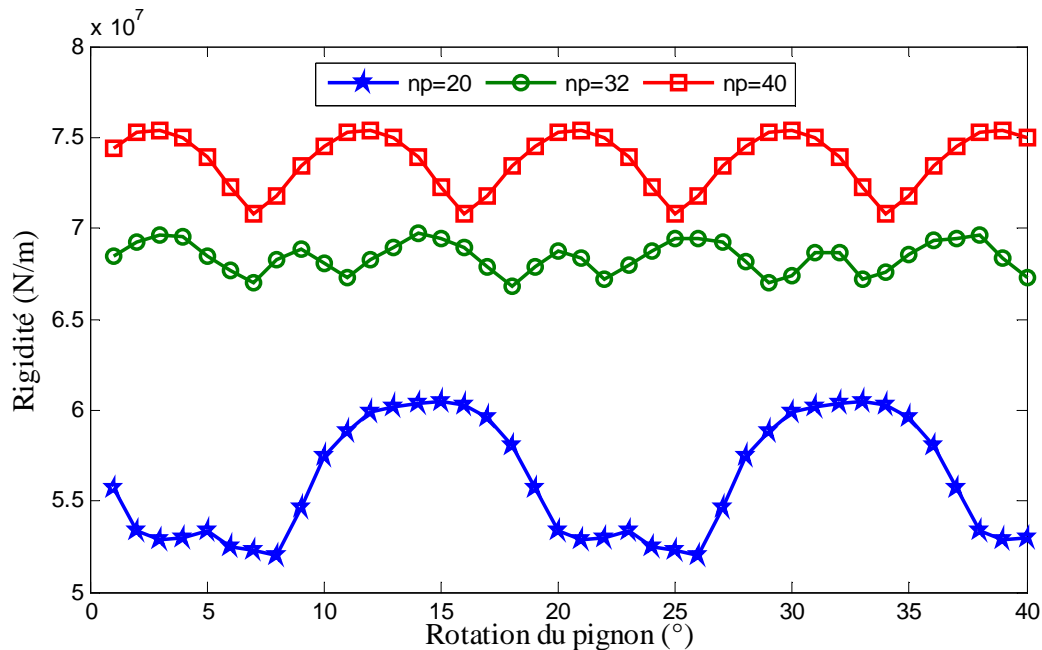
### III.8.2. Effet de l'angle de pression

Nous examinons trois valeurs différentes de l'angle de pression.

- Angle de pression:  $\alpha = 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$ .
- Les autres paramètres de la denture sont fixés aux valeurs (d'engrenage 1) indiqués dans le tableau (III.4).

### III.8.3. Discussion des résultats

- Les résultats donnés par les figures (III.19 et 20) visualisent la variation de la rigidité de l'engrenage en fonction de l'angle de rotation du pignon.



**Figure III.19.** La variation de la rigidité de l'engrenage avec la rotation du pignon pour trois valeurs différentes du nombre de dents ( $np = 20, 32, 40$ ).

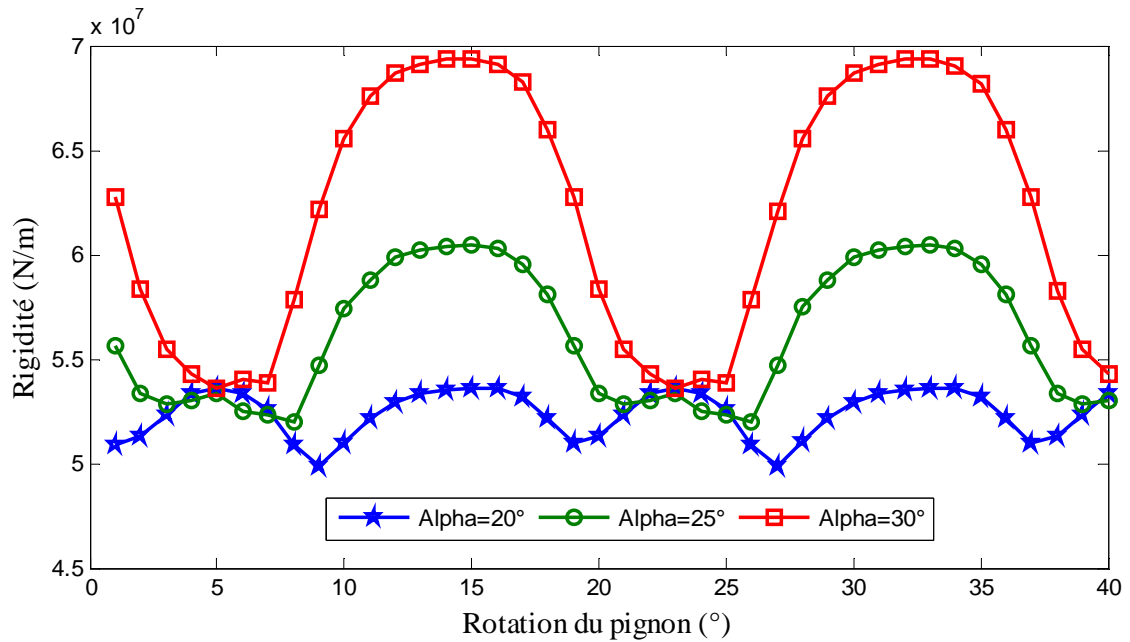


Figure III.20. La variation de la rigidité de l'engrenage avec la rotation du pignon pour trois valeurs différentes de l'angle de pression ( $\alpha = 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$ ).

D'après les résultats de simulation obtenus ci-dessus, nous constatons que la rigidité est proportionnelle et dépend du nombre de dents et d'angle de pression. Lorsque ces deux paramètres augmentent la rigidité devient plus élevée.

- La distribution et la variation des contraintes maximales de von Mises dans la paire d'engrenages sous l'effet de changement des paramètres géométriques sont présentées par les figures (III.21 et 22).

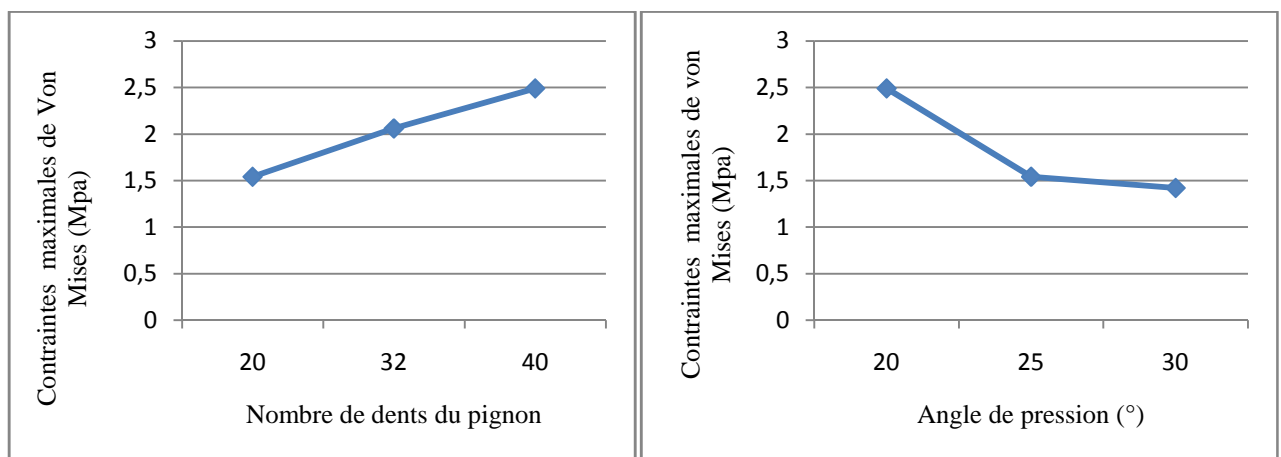
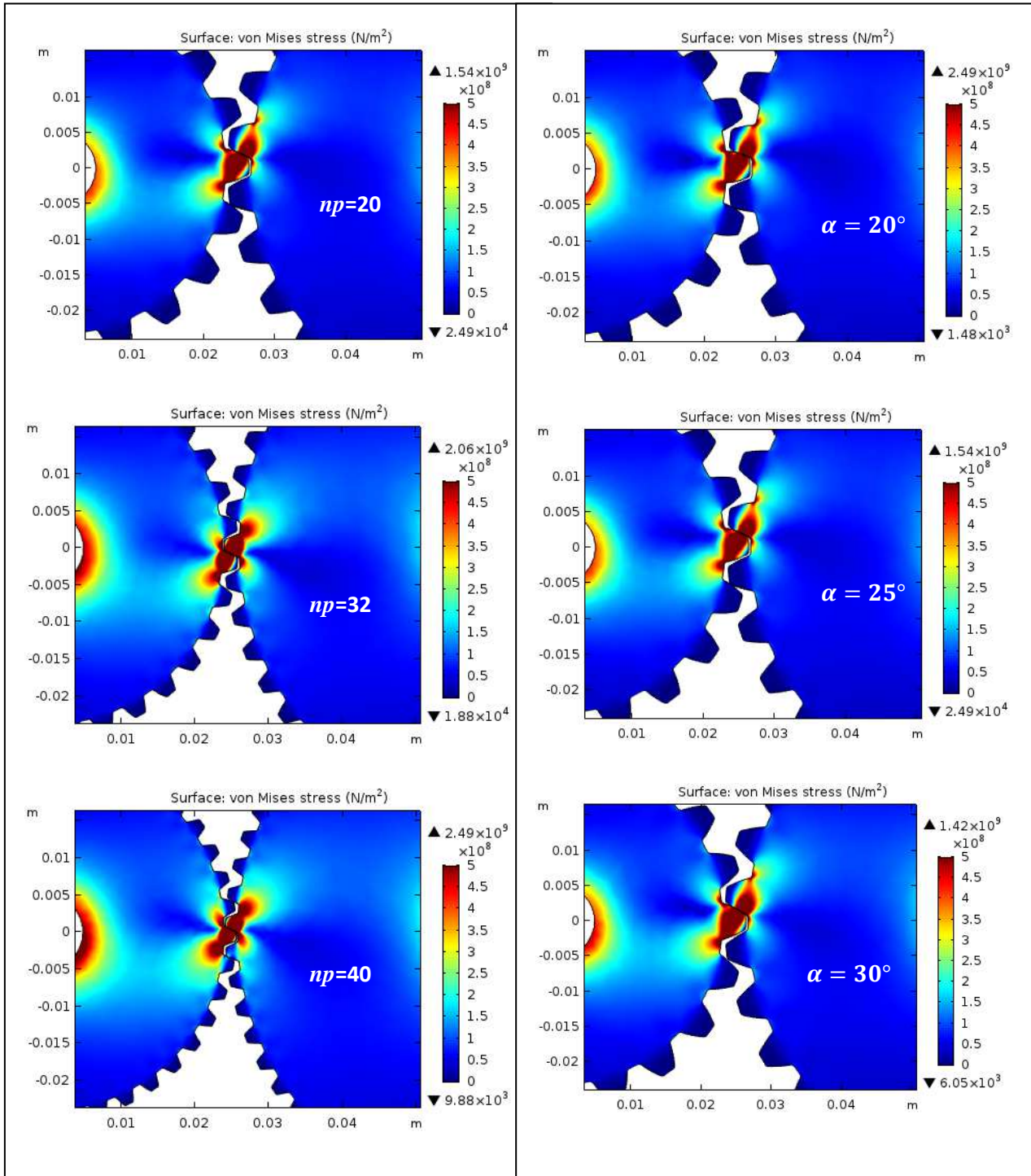


Figure III.21. Variation de la contrainte de von Mises en fonction du nombre de dents et d'angle de pression.



a- Variation du nombre de dents

b- Variation de l'angle de pression

**Figure III.22. Distribution des contraintes maximales de von Mises dans la paire d'engrenages sous l'effet de la variation des paramètres géométriques.**

Les résultats obtenus montrent que les contraintes de contact diminuent avec un petit nombre de dents (augmentation du module) et un angle de pression plus élevé.

Globalement, la géométrie du profil de la dent qui influe sur la contrainte de contact dépend de l'angle de pression de l'engrenage. L'augmentation de l'angle de pression entraîne un cercle de base plus petit, ce qui permet à une plus grande partie de la dent de devenir engagée et ainsi de supprimer les interférences. Le changement du profil dû à l'élévation de l'angle de pression diminue les contraintes de contact.

### III.9. Conclusion

La simulation des engrenages par la méthode des éléments finis est désormais simple grâce aux nouvelles fonctionnalités disponibles dans le logiciel COMSOL Multiphysics. Cette méthode permet de modéliser les différents types d'engrenages et ses résultats peuvent être vérifiés expérimentalement pour aider et améliorer les méthodes de diagnostic et de pronostic des défauts, non seulement des engrenages, mais également dans d'autres domaines de recherche.

Dans ce chapitre nous avons simulé le comportement mécanique d'une paire d'engrenages dans les deux cas sain et en présence de plusieurs types des avaries locaux sur une dent (usure, fissure et fracture) en calculant les changements de rigidité d'engrènement et les contraintes sur le trajet du contact.

D'un autre côté, on a simulé l'effet de la variation de quelques paramètres géométriques : le nombre de dents ou le module et l'angle de pression sur le fonctionnement d'un engrenage à l'état sain.

À partir des résultats de simulation, on peut conclure que:

- La variation de la rigidité de l'engrenage fournit une indication de différents facteurs qui influent sur l'état de l'engagement des dents, et l'un de ces facteurs est l'existence de défauts dans les dents de l'engrenage.
- Pour les engrenages défectueux, le paramètre de rigidité du maillage est considéré comme un facteur important reflétant l'état du défaut : plus le défaut est grave, plus la rigidité diminue. Il a été observé que la perte de la matière que se soit l'usure ou les fractures de la dent cause une réduction importante de la rigidité, et une diminution légère pour la présence de la fissure par rapport au cas normal. Par conséquent, l'état de la détérioration de la dent peut être évalué principalement en calculant la réduction de la rigidité.
- La contrainte la plus élevée se produit à deux endroits: au point de contact où la force agit et au niveau des racines des dents.

- Il a été constaté que la contrainte était maximale dans : le cas d'usure suivi par la fissure à la racine de la dent, la dent cassée, la demi-dent cassée, la fissure près du diamètre primitif et enfin le cas sain présentant la contrainte minimale.
- Une fissure radiculaire est considérée comme une avarie grave pour l'engrenage car la propagation de la fissure pourrait entraîner la perte de la dent.
- Le nombre de dent ou le module et l'angle de pression sont des paramètres importants l'or de la conception des engrenages. Nous avons vu que la rigidité d'engrenage croît avec l'augmentation de ces deux paramètres.
- Pour les différents exemples étudiés, on constate que la contrainte de contact maximale entre les dents d'engrenages est directement proportionnelle au nombre de dents est inversement proportionnelle à l'angle de pression.

## **Chapitre IV**

*Etude expérimentale et modélisation  
de la dégradation de la viscosité du  
lubrifiant*

## IV.1. Introduction

Les lubrifiants doivent présenter des meilleures caractéristiques qui répondent aux exigences fonctionnelles du contact. Au cours de leurs durées du service, ils 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.

Dans ce chapitre nous nous sommes particulièrement intéressés à l'influence de la viscosité du lubrifiant sur l'amplitude de la vitesse de vibration des composants des machines tournantes. Pour ce faire, une expérience qui suit l'évolution de la vibration d'un système d'engrenage (roue et pignon à denture droite) lubrifié avec des lubrifiants de différents grades de viscosité a été réalisée.

Dans la deuxième partie, nous allons présenter une modélisation mathématique par la méthode de régression linéaire basée sur les résultats de l'expérience planifiée, afin de développer un modèle caractérisant la vibration en fonction du changement d'état du lubrifiant. De plus, une analyse de corrélation sur le modèle obtenu a été réalisée.

Avant de proposer ce modèle, une analyse statistique a été élaborée afin de vérifier la normalité des mesures vibratoires selon la variation de la viscosité des lubrifiants utilisés.

## IV.2. Etude expérimentale

Suite à l'objectif de notre travail et dans le but de réaliser des expériences dans de bonnes conditions, nous présentons les procédures expérimentales ainsi que les outils expérimentaux utilisés.

### IV.2. 1. Dispositif d'engrenage

Les essais expérimentaux de notre travail sont réalisés sur un dispositif (figure IV.1) composé essentiellement d'un pignon et une roue chargé par une constante charge. La lubrification des engrenages est assurée par barbotage à partir d'un bain d'huile dans lequel la partie inférieure des roues dentées est émergée.

Les caractéristiques géométriques des engrenages sont les suivantes: le diamètre primitif du pignon et de la roue est respectivement 76,84 mm, 135,10 mm et le nombre de dents est 32 et 55, avec un module de 2,4 mm.

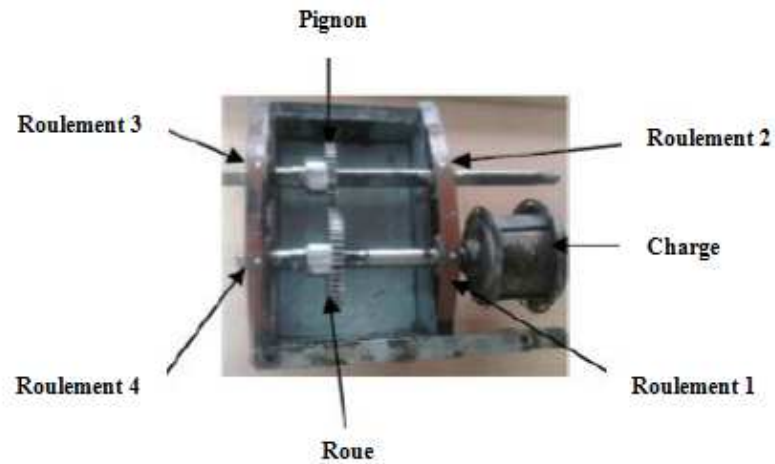


Figure IV.1. Système d'engrenage expérimental.

Le système est entraîné par un moteur électrique afin de faire varier la vitesse de rotation. On a pris quatre points de mesure de la vibration qui ont été sélectionnés sur les quatre roulements de notre système d'engrenages (P1, P2, P3 et P4), deux pour le pignon motrice et les deux autres pour la roue réceptrice, voir la figure (IV.2).

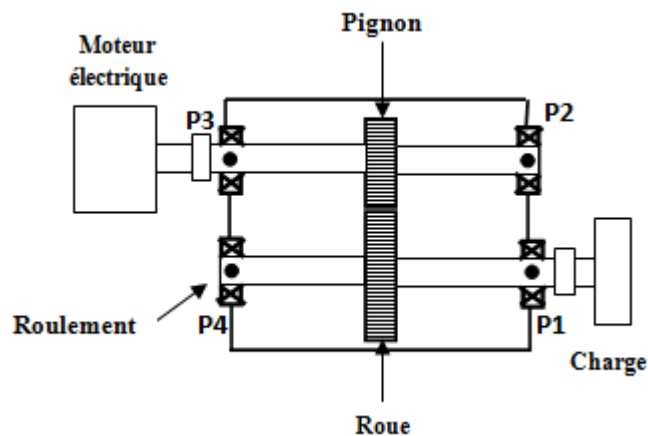


Figure IV.2. Dispositif expérimental à engrenage.

#### IV.2. 2. 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 SAE90.
- Huile NAFTILIA (20W50).
- Huile SAE15W40.
- Graisse EP2.

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

**Tableau IV.1 : Caractéristiques des lubrifiants.**

Lubrifiant	Performances	Viscosité cinématique à 40°C en Cst
<b>Huile TISKA 32</b>	Huiles synthétique (ISO VG32) anti-usure hautes performances, avec indice de viscosité élevé VI=151. Elle convient pour de nombreuses applications, tant en intérieur qu'en extérieur : industrielles, marines, etc...	28,8 à 35,2
<b>Huile TISKA 68</b>	Huile synthétique (ISO VG68) épaisse, anti-usure haute performance.	61,2 à 74,8
<b>Huile SAE90</b>	Huile extrême pression mono-grade épaisse qualifiée pour la lubrification des engrenages et roulement.	215
<b>Huile SAE15W40</b>	Huile multigrade pour les moteurs à essence.	105
<b>Huile NAFTILIA (20W50)</b>	Huile lubrifiante multigrade pour les moteurs à essence.	158
<b>Graisse EP2</b>	Graisses industrielles possédant de très bonnes propriétés en extrême pression et peut être utilisée sous de grandes charges pour les organes nécessitant un graissage renforcé.	150

### IV.2. 3. Appareil de mesure de la vibration

Pour la mesure de la vibration, 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 IV.3). Il donne le niveau global en valeur efficace (RMS) de l'amplitude de la vitesse de vibration [89].



**Figure IV.3. Photographie du vibromètre.**

### IV.3. Déroulement de l'essai

Notre travail a pour objectif de caractériser l'influence de la viscosité du lubrifiant sur la vibration du système d'engrenage. Les essais expérimentaux étaient réalisés dans ce sens, le système d'engrenages a été lubrifié avec plusieurs types des lubrifiants de différents grades de

viscosités sont donnés par le tableau (IV.1). Pour chaque lubrifiant et à différentes vitesses de rotation ( $N_1=31.5$ ,  $N_2=45$ ,  $N_3=63$ ,  $N_4=90$ ,  $N_5=125$  and  $N_6=180$ ) tr/mn, on mesure la valeur efficace (RMS) de l'amplitude de la vitesse de vibration et ce en quatre points qui ont été choisis sur les quatre paliers de notre système d'engrenage ( $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ , et  $P_4$ ), (figure IV.4).

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 IV.4. Mesure de la vitesse de vibration.

#### IV.4. Résultats et interprétations

Les résultats obtenus sont présentés dans les tableaux ci-dessous (IV.2 à 7), ils représentent les valeurs efficaces (RMS) obtenues en fonction de la viscosité des différents lubrifiants pour chaque vitesse de rotation utilisée. 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  $P_4$ ).
- Les valeurs moyennes de l'amplitude de vibration mesurée aux points ( $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  et  $P_4$ ).

En se référant à la norme ISO 2372 (voir Annexe A), pour évaluer les seuils critiques ou admissibles de la vitesse de vibration en fonction de type de la machine utilisée, notre banc d'essais peut être classé 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.

**Tableau IV.2 : Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour N= 31.5 tr/mn.**

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration				
		P1	P2	P3	P4	Vibration moyenne
<i>Point de mesure</i> <i>lubrifiant</i>						
TISKA32		1,400	1,500	1,500	1,700	<b>1,525</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
TISKA68		1,275	1,275	1,333	1,400	<b>1,320</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE90		0,966	0,950	0,950	1,016	<b>0,970</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE15W40		1,120	1,125	1,133	1,200	<b>1,144</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
NAFTILIA 20W50		0,883	0,900	0,933	0,983	<b>0,924</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Graisse EP2		1,025	1,075	1,100	1,200	<b>1,100</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

**Tableau IV.3 : Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour N= 45 tr/mn.**

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration				
		P1	P2	P3	P4	Vibration moyenne
<i>Point de mesure</i> <i>lubrifiant</i>						
TISKA32		1,700	1,700	1,733	1,750	<b>1,720</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
TISKA68		1,350	1,400	1,500	1,650	<b>1,475</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE90		1,000	1,100	1,100	1,166	<b>1,091</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE15W40		1,150	1,175	1,175	1,300	<b>1,200</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
NAFTILIA 20W50		0,966	1,033	0,983	1,200	<b>1,045</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Graisse EP2		1,116	1,116	1,133	1,250	<b>1,153</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

**Tableau IV.4 : Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour N= 63 tr/mn.**

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration				
		P1	P2	P3	P4	Vibration moyenne
lubrifiant	Point de mesure					
	TISKA32		1,750	1,766	1,800	1,850
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Admissible</i>
TISKA68		1,500	1,550	1,633	1,700	<b>1,595</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE90		1,050	1,133	1,116	1,300	<b>1,149</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE15W40		1,225	1,200	1,250	1,525	<b>1,300</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
NAFTILIA 20W50		1,066	1,050	1,083	1,483	<b>1,170</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Graisse EP2		1,120	1,150	1,125	1,383	<b>1,100</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

**Tableau IV.5 : Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour N= 90tr/mn.**

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration				
		P1	P2	P3	P4	Vibration moyenne
lubrifiant	Point de mesure					
	TISKA32		1,833	1,875	1,900	1,916
		<i>Encore admissible</i>	<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	<b>1,739</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE90		1,083	1,150	1,166	1,466	<b>1,216</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE15W40		1,266	1,250	1,260	1,700	<b>1,369</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
NAFTILIA 20W50		1,100	1,066	1,100	1,650	<b>1,229</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Graisse EP2		1,140	1,150	1,175	1,570	<b>1,100</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

**Tableau IV.6 : Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour N= 125 tr/mn.**

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration				
		P1	P2	P3	P4	Vibration moyenne
Point de mesure lubrifiant						
	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>	<i>Encore admissible</i>
TISKA68		1,766	1,800	1,800	1,816	<b>1,795</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE90		1,183	1,216	1,233	1,483	<b>1,278</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE15W40		1,325	1,300	1,300	1,750	<b>1,418</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
NAFTILIA 20W50		1,150	1,133	1,116	1,700	<b>1,274</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
Graisse EP2		1,180	1,175	1,200	1,700	<b>1,313</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

**Tableau IV.7 : Variation de l'amplitude de la vitesse de vibration pour N= 180 tr/mn.**

		RMS (mm/s) valeurs de la vitesse de vibration				
		P1	P2	P3	P4	Vibration moyenne
Point de mesure lubrifiant						
	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>	<i>Encore admissible</i>
TISKA68		1,800	1,850	1,850	1,950	<b>1,862</b>
		<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Encore admissible</i>
SAE90		1,350	1,300	1,266	1,650	<b>1,391</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
SAE15W40		1,375	1,400	1,360	1,800	<b>1,483</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>
NAFTILIA 20W50		1,333	1,266	1,133	1,816	<b>1,387</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Encore admissible</i>	<i>Admissible</i>
Graisse EP2		1,300	1,325	1,325	1,733	<b>1,420</b>
		<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>	<i>Admissible</i>

En analysant les résultats de mesure de la vibration (tableaux IV.2 à 7), on remarque que ces valeurs varient que ce soit avec la variation de la vitesse de rotation et le changement du lubrifiant. On constate qu'il y'a une relation abondante entre la viscosité du lubrifiant et l'amplitude de vibration.

#### IV.4. 1. Influence de la vitesse de rotation sur l'amplitude de la vibration

La courbe de la figure (IV.5) montre l'évolution des valeurs moyennes de la vitesse de vibration en fonction de la vitesse de rotation pour les différentes viscosités testées (V1, V2, V3, V4, V5, V6).

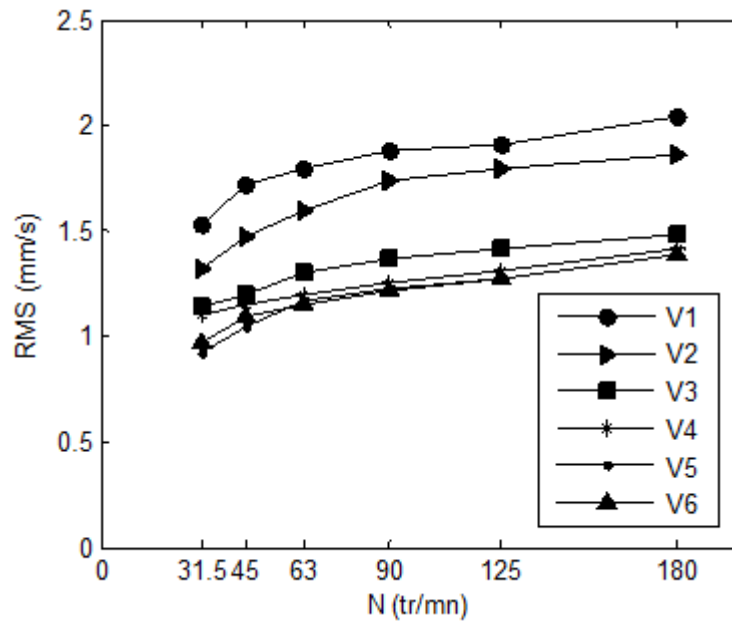


Figure IV.5. Evolution de la vitesse de vibration en fonction de la vitesse de rotation.

D'après la figure (IV.5) on remarque à première vue que toutes les courbes ont une allure identique. On peut constater que la vitesse de rotation a une influence importante sur l'élévation de la vitesse de vibration. Par exemple dans le cas d'utilisation de lubrifiant (tiska32), pour la vitesse de rotation  $N_1=31.5$  tr/mn, la valeur de la vibration mesurée est de l'ordre de 1.525 mm/s alors que pour une vitesse de rotation  $N_6=180$  tr/mn la valeur de la vibration est de l'ordre de 2.037 mm/s. 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.

#### IV.4. 2. Influence de la viscosité 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.

La figure (IV.6) montre la variation de la vitesse de vibration en fonction des viscosités des lubrifiants pour les différentes vitesses de rotation de (N1 à N6).

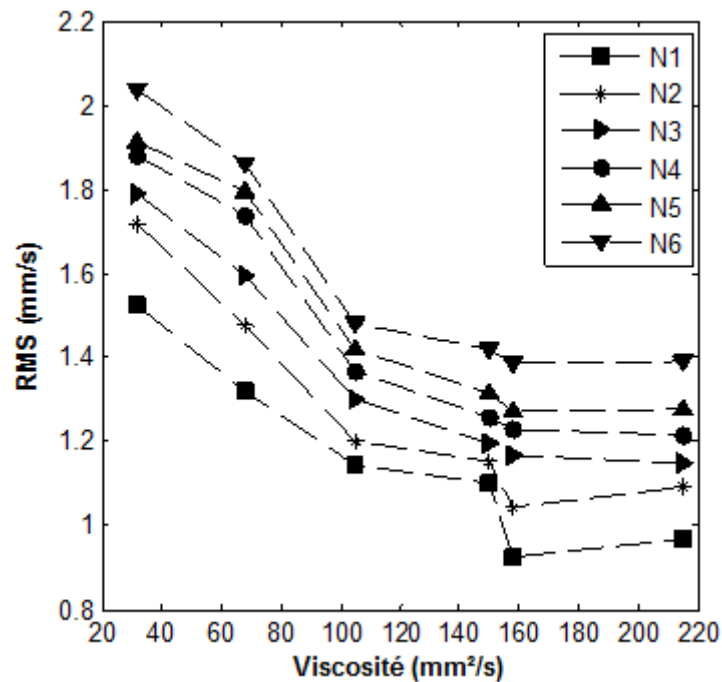


Figure IV.6. Variation de l'amplitude de vibration en fonction de la viscosité des lubrifiants.

D'après la figure (IV.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.

#### IV.5. Modélisation mathématique de l'effet de la dégradation de la viscosité du lubrifiant sur la vibration

L'analyse de régression peut être définie comme la recherche de la relation stochastique qui fait la liaison entre plusieurs variables et la corrélation définit un indice permettant de mesurer le degré de liaison ou l'intensité de la relation entre ces variables [90].

Dans la première partie de cette modélisation, nous commençons par donner une description du modèle de régression linéaire simple et son estimation par la méthode des moindres carrés. Nous étendons ensuite l'analyse à la régression multiple basée sur la soumission des résultats à une analyse par plan d'expérience. Enfin on conclure par l'analyse de corrélation un modèle de vibration.

#### IV.5.1. Modèle de l'analyse de régression et de corrélation

La méthode de régression est une technique statistique permettant de modéliser la relation linéaire entre une variable (notée  $Y$ ) appelée variable à expliquée (ou réponse), et une ou plusieurs variables dites explicatives.

Généralement [91, 92] la méthode des moindres carrés est la plus employée pour le modèle d'analyse de régression et de corrélation. Les données  $\{(x_i, y_i), i = 1, \dots, n\}$  peuvent être représentées par un nuage de  $n$  points dans le plan  $(x, y)$ . Le centre de gravité de ce nuage peut se calculer facilement : il s'agit du point de coordonnées  $(\bar{x}, \bar{y}) = (\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i)$ .

Rechercher une relation affine entre les variables  $x$  et  $y$  revient à rechercher une droite qui s'ajuste le mieux possible à ce nuage de points. Parmi toutes les droites possibles, on retient celle qui rend minimale la somme des carrés des écarts des valeurs observées  $y_i$ , à la droite :

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

Si  $\Delta y_i^2$  représente cet écart, appelé aussi résidu, le principe des moindres carrés consiste à choisir les valeurs de  $a$  et  $b$  qui minimisent

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

L'interprétation physique est donnée par la figure (IV.7) :

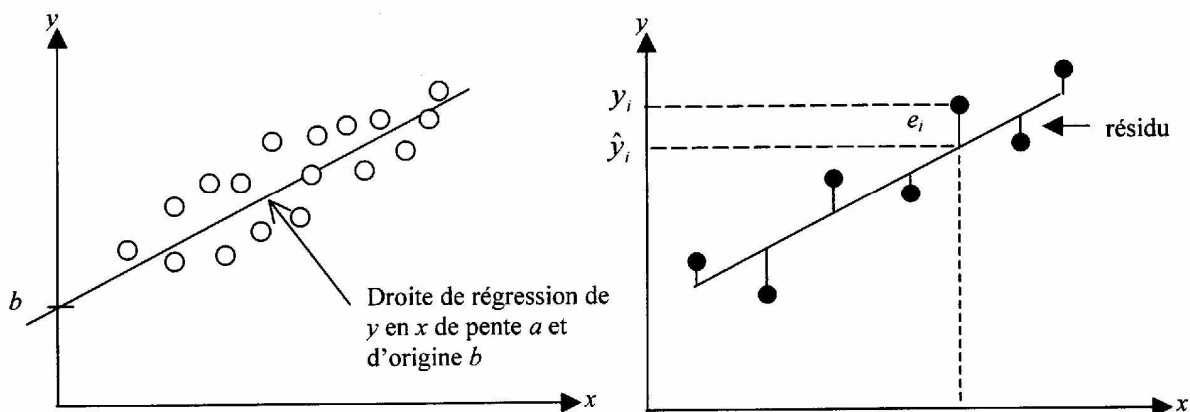


Figure IV.7. Principe de la méthode des moindres carrés [92].

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

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

La dérivation et le calcul donne :

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (IV.4)$$

$$b = \bar{y} - a\bar{x} \quad (IV.5)$$

Le but de l'analyse de régression n'est pas uniquement de déterminer l'équation de la droite qui décrit le mieux la relation entre deux variables, mais aussi d'examiner les méthodes de mesure du degré d'association ou de corrélation existant entre les variables, ce qui nous permettra de juger la qualité de l'ajustement des points par la droite [90].

La corrélation se définit comme une relation linéaire entre deux variables et le coefficient de corrélation est une mesure qui exprime l'intensité de cette relation.

Pour s'assurer d'une façon objective que l'ajustement est valide, on calcule le coefficient de corrélation linéaire qui mesure la plus ou moins grande dépendance entre les deux caractères  $x$  et  $y$ . Il varie entre  $-1$  et  $+1$  :

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

Plus  $R$  est proche de  $-1$  ou de  $+1$ , plus les deux caractères sont dépendants. Plus il est proche de  $0$ , plus les deux caractères sont indépendants [90, 93].

## IV.5.2. Présentation de la méthode par plan d'expériences

### IV.5.2. 1. Choix du modèle mathématique

La construction des modèles linéaires ou polynomiaux [94, 95] passe par une phase initiale principale (d'expérimentation) : c'est la construction d'un plan d'expérience ( $x, y$ ) pour explorer le domaine de définition du problème. On évalue le simulateur pour un certain nombre  $n$  de valeur  $x$  que nous appellerons par la suite facteurs, et on observe la réponse  $y$  associée, (figure IV.8).

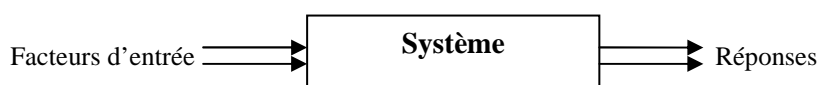


Figure IV.8. Relation facteurs-réponses.

La modélisation mathématique consiste à trouver une fonction  $f$  tel que :

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (IV.7)$$

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

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

Avec  $b_j$  sont les coefficients de régression.

La linéarisation de l'équation (IV. 8) donne:

$$\ln y = \ln c + b_1 \ln x_1 + b_2 \ln x_2 + \dots + b_j \ln x_j + b_n \ln x_n \quad (IV.9)$$

$$\dot{y} = b_0 + b_1 \dot{x}_1 + b_2 \dot{x}_2 \dots + b_j \dot{x}_j + b_n \dot{x}_n \quad (IV.10)$$

L'équation (IV.10) représente le modèle linéaire.

#### IV.5.2. 2. Détermination des niveaux des différents facteurs

La valeur donnée à un facteur pour réaliser un essai est appelée le niveau de base  $x_{j,0}$  (figure IV.9) Lorsqu'on étudie l'influence d'un facteur ( $I_j$ ), en général, on limite ses variations entre deux bornes. La borne inférieure est le niveau bas et la borne supérieure est le niveau haut [96].

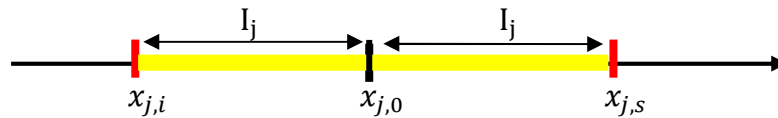


Figure IV.9. Niveau de base et l'intervalle de variation de chaque facteur.

L'ensemble de toutes les valeurs que peut prendre le facteur entre le niveau bas et le niveau haut, s'appelle le domaine de variation du facteur ou plus simplement le domaine du facteur.

$$\begin{cases} x_{j,i} = x_{j,0} - I_j \\ x_{j,s} = x_{j,0} + I_j \end{cases} \quad (IV.11)$$

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:

$$I_j = \frac{x_{j,s} - x_{j,i}}{2} \quad (IV.12)$$

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.

#### IV.5.2. 3. Codification des facteurs

La codification des facteurs c'est une procédure de transformation des variables d'origine  $x_j$  des différents niveaux des facteurs en variables codifiées et sans dimensions  $K_j$ . L'intérêt de cette procédure de codification est de pouvoir présenter les plans d'expériences de la même manière quels que soient les domaines d'étude retenus et quels que soient les facteurs.

La codification se fait d'après la formule suivante:

$$K_j = \frac{x_j - x_{j,0}}{I_j} \quad (\text{IV.13})$$

Pour le modèle :

$$K_j = \frac{2(\ln x_j - \ln x_{j,s})}{(\ln x_{j,s} - \ln x_{j,i})} + 1 \quad (\text{IV.14})$$

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.10):

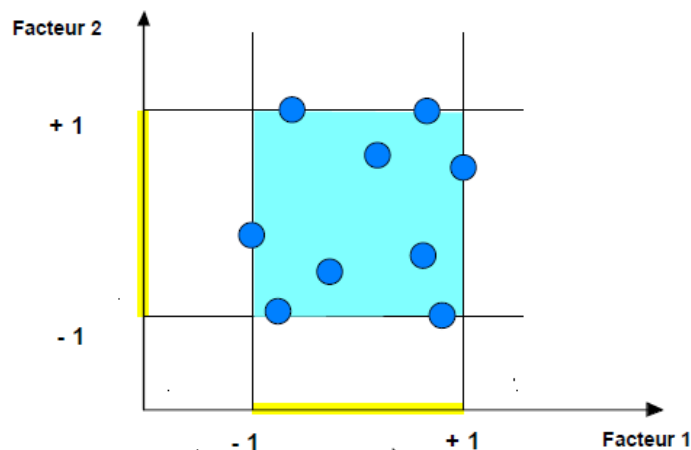


Figure IV.10. Interprétation géométrique de codification des facteurs [96].

#### IV.5.2. 4. Construction de la matrice d'expériences

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

$$nb = p^m \quad (IV.15)$$

Où:

$p$ : nombre de niveau des facteurs.

$m$ : nombre de facteurs.

$nb$ : nombre d'essais.

La matrice d'une expérience planifiée représente un tableau comportant trois colonnes, la première identifie les essais, la seconde et la troisième indiquent les coordonnées des points d'expérience. La matrice des expériences pour les facteurs ( $m = 2$ ) est montrée sur le tableau (IV.8).

**Tableau IV.8 : Matrice d'expériences d'un plan factoriel complet  $2^2$  [97].**

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	

La matrice planifiée a les propriétés suivantes :

1) Symétrie :

$$\sum_{i=1}^n Z_{j,i} = 0 \quad j \in (1 \div m).$$

$$2) \sum_{i=1}^n Z_{j,i}^2 = n.$$

3) Orthogonalité de la matrice:

$$\sum_{i=1}^n Z_{j,i} \cdot Z_{u,i} = 0 \quad j, u \in \{1 \div n\}.$$

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

#### IV.5.2. 5. Calcul des coefficients du modèle mathématique

Pour le calcul des coefficients  $b_j$  où ( $j = 0: n$ ) de l'équation (IV.8) 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:

$$b_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_0 \dot{y}_i \quad (\text{IV. 16})$$

$$b_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_{j,i} \dot{y}_i ; j \in (1, n) \quad (\text{IV. 17})$$

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 nombre libre de l'équation  $b_0$ .

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

$$\dot{y} = b_0 + \sum_{i=1}^n b_j x_j \quad (\text{IV. 18})$$

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

$$X \cdot B = Y \quad (\text{IV. 19})$$

Après la résolution du système (IV.20), les coefficients  $b_0, b_j$  seront donnés par les formules suivantes :

$$b_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_0 y_i \quad (\text{IV. 20})$$

$$b_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{j,i} y_i \quad (\text{IV. 21})$$

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 :

$$\hat{y} = C \cdot x_1^{b_1} \cdot x_2^{b_2} \dots x_n^{b_n} \quad (\text{IV. 22})$$

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

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \bar{y})^2}} \quad (\text{IV. 23})$$

Avec :

$$\bar{y}_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (\text{IV. 24})$$

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

L'équation du modèle peut être évaluée également par le coefficient de détermination  $R^2$ . Contrairement au coefficient de corrélation, qui varie entre -1 et +1, le coefficient de détermination varie entre 0 et 1. Plus il est proche de 0, plus la corrélation est faible. Plus il est proche de 1, plus la corrélation est élevée [93, 98].

## IV.6. Méthodologie du travail

### IV.6.1. Le test statistique

Un test statistique consiste à comparer la distribution d'une variable observée avec la distribution théorique que cette variable aurait si elle était distribuée selon une loi de probabilité. Dans ce chapitre, nous présentons le test de compatibilité à la loi normale.

On superpose les deux distributions, on cherche la classe où l'écart entre la distribution théorique et la distribution observée est le plus grand, et on vérifie en calculant directement la valeur critique si cet écart est significativement grand, c'est-à-dire si l'hypothèse de normalité  $H_0$ : distribution normale peut être rejetée au seuil considéré. L'idée est que, dans une distribution observée, chaque classe peut diverger un peu (en plus ou en moins) par rapport au niveau qui serait le sien sous une distribution normale, mais si une classe est particulièrement éloignée de sa position théorique, ça signifie qu'une ou plusieurs autres le sont aussi (dans l'autre sens), ce qui veut dire que c'est l'ensemble de la distribution qui n'est pas conforme à la loi normale [99].

A tout test est associé un risque  $\alpha$  dit de première espèce, il s'agit de la probabilité de rejeter l'hypothèse de normalité alors qu'elle est vraie. Plus nous diminuons sa valeur, plus notre propension à accepter l'adéquation à une gaussienne est élevée [100].

Le processus d'ajustement des données [101] implique l'utilisation de certaines techniques statistiques qui nous permettent d'estimer les paramètres de condition physique en fonction d'un échantillon de données. L'un des avantages de l'utilisation d'un logiciel pour ajuster les données et de l'interprétation des données de probabilité est qu'ils sont capables d'ajuster automatiquement les données avec une variété de modèles de distribution connus simultanément.

Certains logiciels [100] procèdent automatiquement à l'estimation des deux principaux paramètres de la loi normale ( $\mu$  la moyenne,  $\sigma$  l'écart-type) et tracent la fonction de densité correspondante pour apprécier le rapprochement entre la distribution empirique (histogramme) et la distribution théorique.

#### **IV.6.2. Analyse statistique**

On a réalisé cette étude à l'aide du logiciel de statistique Easy-fit 5.4. C'est un logiciel d'analyse et de simulation de données qui nous permet de vérifier si les mesures suivent une loi normale ou non. Et voici ci-dessus dans les tableaux (IV.2 à 7), les résultats de mesures vibratoires en fonction de la variation de la viscosité des lubrifiants utilisés.

##### **a) Vérification de la distribution :**

On teste les mesures vibratoires (les valeurs efficaces RMS) par le logiciel de statistique Easy-fit 5.4. 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.11).

##### **b) Le test d'ajustement**

Les tests d'adéquation, suggérés par leur nom même, peuvent être utilisés pour déterminer si une distribution donnée est correctement adaptée aux données.

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.9).

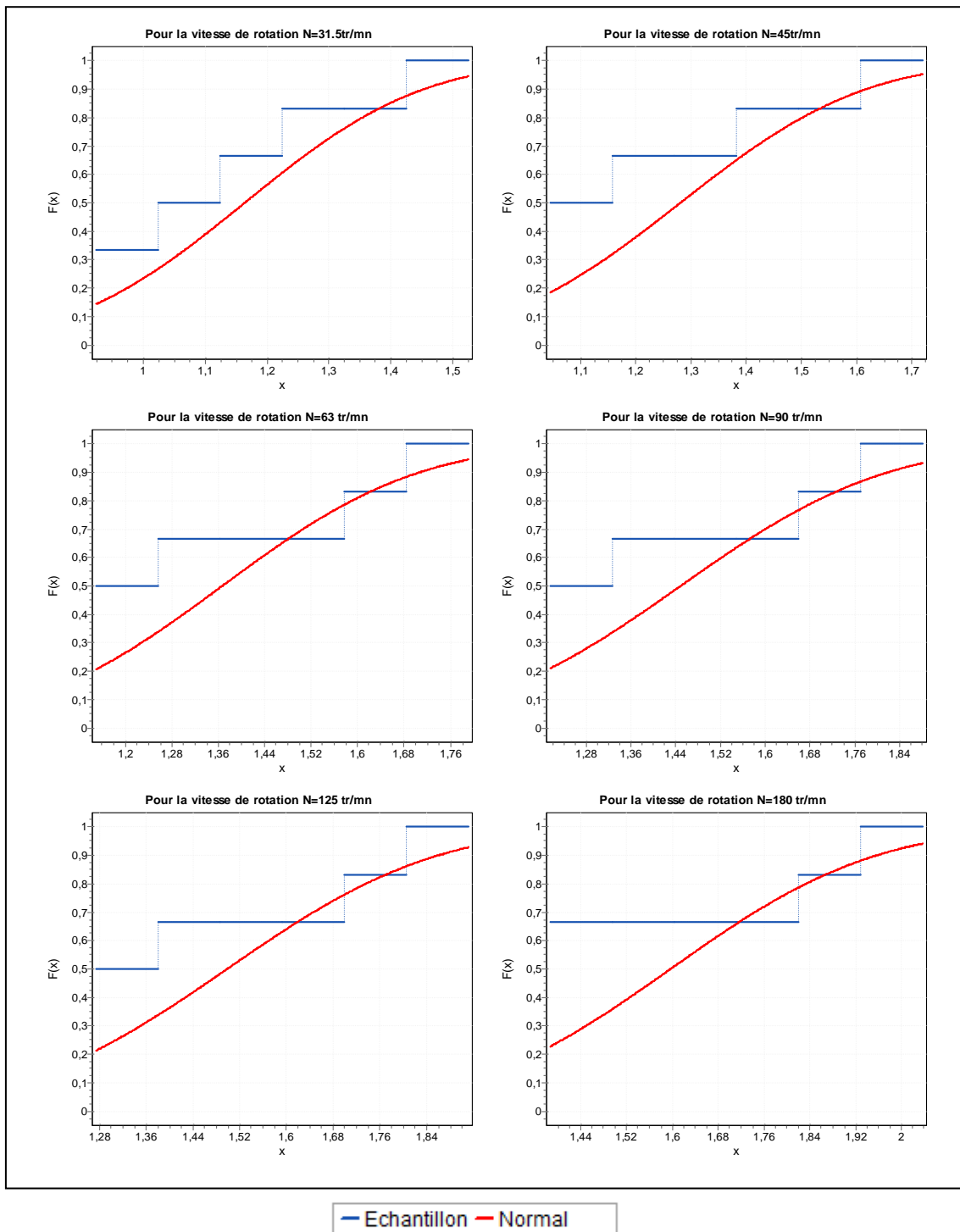


Figure IV.11. Fonction de répartition des valeurs de vibration mesurées (loi normal).

D’après la représentation graphique de cette figure, les données sont très proches de celle de la loi normale, donc les mesures vibratoires suivent une loi normale.

**Tableau IV.9 : Résultat du test de Kolmogorov-Smirnov (loi Normal).**

Résultat du test de Kolmogorov-Smirnov:						
loi Normal						
Vitesse de rotation (tr/mn)	31,5	45	63	90	125	180
Coefficients ( $\sigma$ , $\mu$ )	( $\sigma = 0,22556$ $\mu = 1,1638$ )	( $\sigma = 0,26272$ $\mu = 1,2807$ )	( $\sigma = 0,26552$ $\mu = 1,3665$ )	( $\sigma = 0,28855$ $\mu = 1,4487$ )	( $\sigma = 0,28242$ $\mu = 1,4983$ )	( $\sigma = 0,28096$ $\mu = 1,5967$ )
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
$\alpha$ (Risque)	0,05					
Valeur critique	0,51926					
Rejeter?	<b>Non</b>	<b>Non</b>	<b>Non</b>	<b>Non</b>	<b>Non</b>	<b>Non</b>

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.6.3. Application et vérification du modèle proposé

#### IV.6.3.1. Construction de la matrice d'expériences du modèle

Le choix des facteurs [102] est une phase déterminante pour la fiabilité des résultats du plan d'expériences, ils doivent notamment être indépendants et bien sûr représentatifs du problème concerné.

Comme nous l'avons évoqué, le principal objectif de ce chapitre est d'étudier l'influence de la dégradation de la viscosité des lubrifiants utilisés dans notre expérience sur la vibration du système d'engrenage. Les paramètres d'entrée (les facteurs) qui ont donc été considérés dans le cadre de cette étude sont :

- La viscosité des lubrifiants ( $x_1$ ), qui sera comprise entre (32 et 215) mm<sup>2</sup>/s.
- La vitesse de rotation ( $x_2$ ), qui sera comprise entre (31,5 et 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.

Nous avons choisi pour cette étude d'effectuer un plan complet avec deux niveaux pour chacun des facteurs afin de réduire le nombre d'expériences à réaliser. Il s'agit des valeurs « *min* » correspondant au niveau “-1” et de valeurs « *max* » correspondant au niveau “+1”. Ainsi, le plan complet composé de 2 facteurs et de deux niveaux par facteurs, implique  $2^2 = 4$  expériences.

Dans le tableau (IV.10), sont regroupés les principaux paramètres qui permettent d'établir le modèle de vibration.

**Tableau IV.10 : Matrice des expériences et résultats expérimentaux des mesures vibratoires.**

N° essai	Codification des facteurs	Valeurs des facteurs		Vibration mesurée ( $\bar{y}_i$ )	$\hat{y}_i = \ln \bar{y}_i$
	$z_0$ $z_1$ $z_2$	$x_1$	$x_2$		
1	+1 -1 -1	32	31,5	1,525	0,421
2	+1 +1 -1	215	31,5	0,970	-0,030
3	+1 -1 +1	32	180	2,037	0,711
4	+1 +1 +1	215	180	1,391	0,330

#### IV.6.3.2. Validation du modèle

Pour deux paramètres d'entrée, on a un modèle de la forme:

$$y = C \cdot x_1^{b_1} \cdot x_2^{b_2} \quad (\text{IV. 26})$$

La linéarisation de (IV. 27) donne :

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

L'équation (IV. 27) peut s'écrire également :

$$\dot{y} = b_0 + b_1 k_1 + b_2 k_2 \quad (\text{IV. 28})$$

$$\hat{y} = e^{\dot{y}} \quad (\text{IV. 29})$$

C'est le modèle théorique de vibration.

Selon l'équation (IV. 28) :

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

➤ Calcul du nombre libre  $b_0$  de l'équation :

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

➤ Calcul des coefficients de régression  $b_j$  :

$$\text{On a : } b_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_{j,i} \hat{y}_i ; j \in (1, m)$$

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:

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

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  $\nu$  et la vitesse de rotation  $N$  on aura finalement pour le modèle de vibration, l'équation suivante:

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

#### IV.6.3.3. Interprétation des résultats

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

L'ajustement de ce modèle aux mesures expérimentales 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 carrées selon l'équation (IV. 23).

Le tableau (IV.11) 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:

**Tableau IV.11 : Les résultats de calcul.**

Viscosité (mm <sup>2</sup> /s)	Vitesse de rotation (tr/mn)	Vibration mesurée (V <sub>m</sub> )	Vibration modélisée (V <sub>c</sub> )	Coefficient de corrélation (R)
32	31,5	1,525	1,496	<b>0,9663</b>
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	<b>0,9745</b>
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	<b>0,9789</b>
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	<b>0,9608</b>
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	<b>0,9523</b>
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	<b>0,9605</b>
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	

La figure (IV.12) présente la comparaison entre les valeurs de vibration obtenues par le modèle et celles mesurées.

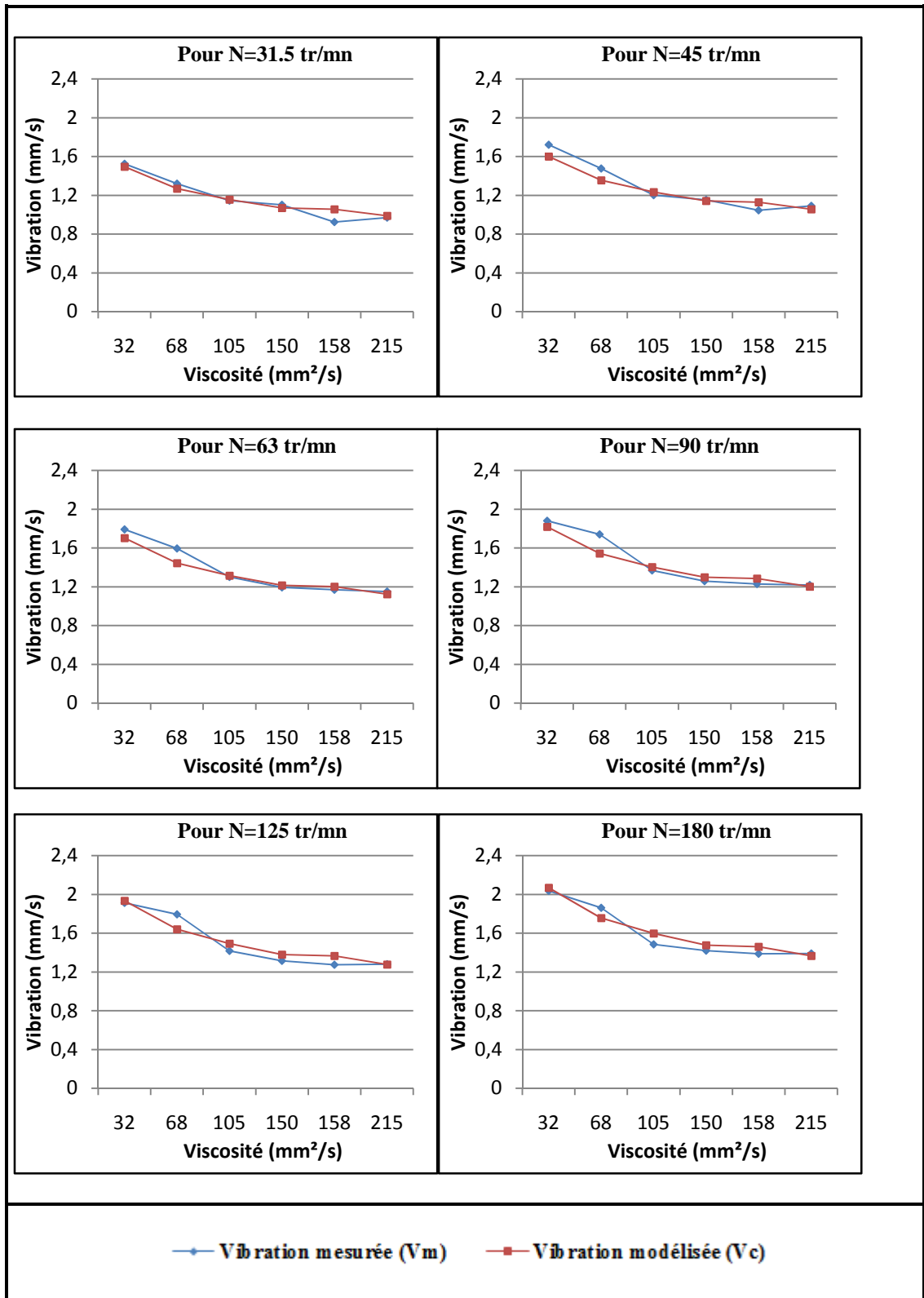


Figure IV.12. Comparaison entre le modèle développé et les mesures.

Comme le montre les graphes ci-dessus (figure IV.12), 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<sup>2</sup>.

**Tableau IV.12 : Coefficients de détermination.**

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

D'après les résultats du tableau (IV.12), on peut conclure que les valeurs du coefficient de détermination  $R^2$  sont bonnes. En effet, ces valeurs obtenues tendent vers 1, ce qui confirme la bonne concordance entre le modèle proposé et l'expérimentation.

#### IV.7. Conclusion

L'objectif principal du présent travail est de souligner l'importance des lubrifiants dans le fonctionnement des pièces des machines tournantes et le choix de leur qualité.

Dans un premier lieu, 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 présenté d'abord les outils nécessaires pour le bon déroulement des essais planifiées puis on a regroupé les résultats obtenus. En effet, ils montrent qu'au fur et à mesure que la dégradation de la viscosité du lubrifiant fait augmenter le niveau vibratoire ainsi que la vibration augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation du système.

Dans une seconde étape, le traitement statistique des résultats expérimentaux donne la relation fonctionnelle entre un paramètre  $y$  qui représente la vibration et des facteurs  $x_i$  qui sont la viscosité et la vitesse de rotation.

Selon les résultats du modèle de régression proposé de la vibration en fonction de la viscosité du lubrifiant, on peut en conclure qu'il existe une forte corrélation linéaire (valeurs du coefficient de corrélation  $R \geq 0,95$ ), ce qui donne une approximation satisfaisante de la variation de la vibration en fonction de la viscosité et la vitesse de rotation.

# **Conclusion générale**

## **Conclusion générale**

L'objectif principal de ce travail est de mieux comprendre le phénomène de la lubrification, et souligner l'importance de l'analyse des huiles en tant qu'une technique de surveillance et de diagnostic puissante, pour prévenir les défaillances et assurer une disponibilité optimale des engrenages. Nous nous sommes particulièrement intéressés au choix du paramètre viscosité du lubrifiant et son influence sur l'amplitude de la vibration.

Des essais expérimentaux étaient réalisés dans ce sens sur un dispositif d'engrenage original lubrifié avec des lubrifiants de différents grades de viscosité et tourne avec une vitesse de rotation variable, à chaque fois on mesure la variation de la vibration.

La première partie de notre travail a consacré à une étude bibliographique sur le fonctionnement des engrenages, les notions relatives au ses comportement dynamique ainsi que ces avaries les plus rencontrées. D'un autre coté, nous avons étudié 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.

La deuxième partie présente des généralités sur les approches de la maintenance préventive conditionnelle et les méthodes actuellement utilisée pour le diagnostic des défauts dans les systèmes industrielles. L'analyse des vibrations et l'analyse de l'huile sont parmi les techniques de surveillance et de diagnostic des défauts des engrenages les plus efficaces. Elles fournissent des informations précieuses sur la santé des engrenages ce qui permet de réduire ses arrêts imprévus et d'augmentation de la fiabilité et la sureté de fonctionnement.

Dans la troisième partie, nous avons simulé le comportement mécanique du système d'engrenage par la méthode des éléments finis, dans le cas sain ainsi que dans le cas de présence des avaries sur une dent de pignon en calculant le changement de la rigidité et les contraintes de contact entre les dents dans chaque type de défauts. D'un autre coté, on a simulé l'effet de la variation de quelques paramètres géométriques tels que le nombre de dents et l'angle de pression sur le fonctionnement d'un engrenage à l'état sain.

D'après les résultats obtenus, nous avons constaté que :

- Le paramètre rigidité est considéré important : il renseigne sur l'état de santé de l'engrenage.
- La présence d'une avarie dans les dents provoque une réduction de la rigidité, il a été observé que l'usure et les fractures de la dent causent une réduction importante de sa valeur et légère pour la présence de la fissure par rapport au cas normal.
- Les contraintes sont élevées au point de contact des dents ainsi qu'au niveau des racines. Nous avons trouvé que la contrainte était maximale dans : le cas d'usure suivi par la fissure à la racine de la dent, la dent cassée, la demi-dent cassée, la fissure près du diamètre primitif et enfin le cas sain présentant la contrainte minimale.
- La simulation de l'effet des paramètres géométriques à savoir : le nombre de dents et l'angle de pression a permis de donner une idée sur la conception et la fabrication des engrenages. Les résultats indiquent d'une manière générale que la rigidité d'engrenage croît avec l'augmentation de ces deux paramètres.
- La contrainte de contact entre les dents d'engrenage est directement proportionnelle au nombre de dents et inversement proportionnelle à l'angle de pression

L'étude expérimentale pour sa part a permis d'étudier l'influence de la viscosité des lubrifiants sur l'évolution de l'amplitude de la vibration du dispositif d'engrenage.

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.

Dans la deuxième partie, la modélisation mathématique des résultats expérimentaux nous a permis de développer un modèle caractérisant la relation (vibration/ viscosité), 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).

# **Références bibliographiques**

## Références bibliographiques

- [1] Liang . X, Z. Hongsheng et L. Libin, The influence of tooth pitting on the mesh stiffness of a pair of external spur gear. *Mechanism and Machine Theory*, vol 10, num 08, page 1-15, 2016.
- [2] Z. Qunfeng, D. Guangneng, Y. Yanling et W. Tonghai, Performance deterioration analysis of the used gear oil. *Advances in Chemical Engineering and Science*, 6, 67-75, 2016.
- [3] W.J. Bartz, The influence of lubricants on failures of bearings and gears. *Tribology International*, vol 09, num 05, page 189-244, 1976.
- [4] B. Fitzsimmons et B.J. Cave, Lubricant contaminations and their effects on tapered roller bearing performance. *Tribology International*, vol 10, num 02, page 93-100, 1977.
- [5] M.R. Sari, A. Haiahem, L. Flamand, Effect of lubricant contamination on gear wear. *Tribology Letters*, Vol.27, num 01 , page.119-126, 2007.
- [6] M.R. Sari, F. Ville, A. Haiahem et L. Flamand, Effect of lubricant contamination on friction and wear in an EHL sliding contact. *Mechanika*, vol 82 num02 page 43-49, 2010.
- [7] A. A. Salem, A. Abu-Siada, et S. Islam, Condition monitoring techniques of the wind turbines gearbox and rotor. *International Journal of Electrical Energy*, vol. 2, num 1 page53-56, 2014.
- [8] S. Hwang, J. Lee, D. Lee, S. Han, et K. Lee, Contact stress analysis for a pair of mating gears. *Mathematical and Computer Modelling*, vol 57, num2 page 40-49, 2013.
- [9] R. H. Ali, Contact stress analysis of spur gear teeth pair. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, vol: 3, Num: 10,page 1279-1284 ,2009.
- [10] P. Santosh, K. Saravanan, and A.W. Azmi, Contact pressure evaluation of a gear pair along the line of action using finite element analysis. *Applied Mechanics and Materials*, vol. 393, num 06 page 403-408, 2013.
- [11] G. Bharat, C. Abhishek and V.V. Gautam, Contact stress analysis of spur gear. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, vol. 1,num 4, 2012.
- [12] K.T. Sushil and K.J. Upendra, Stress analysis of spur gear using finite element method, *International Journal of Current Research and Review, IJCRR - Vol 04, num 17, 2012.*
- [13] F. Chaari, W. Baccar, M. Abbes et M. Haddar, Effect of spalling or tooth breakage on gearmesh stiffness and dynamic response of a one-stage spur gear transmission. *European Journal of Mechanics - A/Solids*, vol27,num4, page 691-705, 2008.
- [14] F. Chaari, T. Fakhfakh, et M. Haddar, Analytical modelling of spur gear tooth crack and influence on gear mesh stiffness. *European Journal of Mechanics - A/Solids*, vol 28 num3, page 461-468, 2009.

- [15] Z. Chen, Y. Shao, Mesh stiffness calculation of a spur gear pair with tooth profile modification and tooth root crack. *Mechanism and Machine Theory*, vol 109, num 62, page 63-74, 2013.
- [16] S. Ankur, C. Manoj, et P. Anand, Effect of shaft misalignment and friction force on time varying mesh stiffness of spur gear pair. *Engineering Failure Analysis*, Vol. 49, num12 page.79–91, 2015.
- [17] S. Sellami, Analyse des facteurs influant sur la précision cinématique des transmissions par engrenages. Mémoire de magister, Université Mentouri- Constantine, 2010.
- [18] I. Khelf, Diagnostic des machines tournantes par les techniques de l'intelligence artificielle. Thèse de doctorat, Université Badji Mokhtar- Annaba, 2013.
- [19] E. Bdirina, Diagnostic de défauts d'engrenage par analyse spectrale. Mémoire de magister, Université de M'sila, 2006.
- [20] M. R. Sari, Effets des polluants solides des lubrifiants sur les surfaces des roues dentées. Thèse de doctorat, Université Badji Mokhtar- Annaba, 2008.
- [21] M. El Badaoui, Contribution au Diagnostic Vibratoire des Réducteurs Complexes à Engrenages par l'Analyse Cepstrale". Thèse de doctorat à l'université de Saint-Etienne, France. Juillet 1999.
- [22] M. N. Bettaieb, Modélisation du comportement mécanique d'engrenages. Couplages entre engrenement et éléments de structures flexibles. Thèse de doctorat, Ecole doctorale des sciences pour l'ingénieur de Lyon, 2006.
- [23] Y. Shao, Z. Chen et Sh. Wang, Simulation of Spur Gear pair with Faults Using FEA. ICROS-SICE International Joint Conference, Japan, 2009.
- [24] M. Hui, Z. Jin, F. Ranjiao, P. Xu, W. Qibin et W. Bangchun, Review on dynamics of cracked gear systems. *Engineering Failure Analysis*. Vol.55. num 08 page. 224–245, 2015.
- [25] S.L. Harris, Dynamic loads on the teeth of spur gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 172,num1958 p. 87-112, 1958.
- [26] E. Rigaud, Interactions dynamiques entre denture, lignes d'arbres, roulements et carter dans les transmissions par engrenages, Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1998.
- [27] P. Arquès, Diagnostic prédictif de l'état des machines, catalogue Edition Masson, 1996.
- [28] Cetim 1, Principaux aspects des dentures des engrenages. Document pédagogique, pp1-33 2008.
- [29] B. Bechkri, Analyse des défauts de denture et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenages. Mémoire de Magister, Université Mentouri-constantine, 2007.

- [30] N. Feki, Modélisation électromécanique de transmissions par engrenages - applications a la détection et au suivi des avaries. Thèse de doctorat, Institut national des sciences appliquées de Lyon, 2012.
- [31] G. Henriot, Conception fabrication mise en oeuvre. Livre édition, DUNOD, Paris 1999.
- [32] L. Laib, Etude de la stabilité à l'oxydation des huiles lubrifiantes algériennes (pour moteurs à essence). Mémoire de magister, Université de Boumerdes, 2010.
- [33] Kh. Nejjar, Etude de la réactivité thermique d'une huile de lubrification des moteurs Diesel. Thèse de doctorat, Université Mohammed V- Agdal-Maroc, 2011.
- [34] A. Courvoisier et DU. Parquet, "Bases et additifs pour lubrifiants", Frottement usure et lubrification dans l'industrie C 23 – C 42 Journées, 28 et 29 septembre 1978.
- [35] Y. Benlalli, Modélisation numérique du comportement dynamique d'un film d'huile dans un roulement à billes. Thèse de doctorat, Université d'Annaba, 2008.
- [36] V. Stepina et V. Vesely, "Lubricants and special fluids". Tribology series, 23, Czecho Slovakia, 1992.
- [37] J. F. Hutton, "The Rheology of Lubricants". Livre Edition Davenport, Barking, Appl. Science Publion. 1973.
- [38] J. Ayel, M. Born, "Lubrifiants et fluides pour l'automobile". France IFP Editions technip, 1998.
- [39] J.L.E. Groff, "ABC du graissage", livre Edition Technip, 1961.
- [40] J. Héng, Pratique de la maintenance préventive. Livre Edition Dunod, Paris, 2002.
- [41] J. Frêne, D. Nicolas, Lubrification hydrodynamique, cours de DEA, laboratoire de mécanique des solides, Université de Poitiers, 1986.
- [42] B.Y.C. So, E.E. Klaus, "Viscosity-pressure correlation of liquids", ASLE Transactions, vol. 23, n° 4, P. 409-421, 1980.
- [43] R. Keith Mobley, "Maintenance fundamentals", livre 2<sup>eme</sup> Edition Butterworth-Heinemann , USA, 2004.
- [44] J. M. Georges, Frottement, usure et lubrification, livre Edition Eyrolles, collection Sciences et technique de l'ingénieur, janvier 2000.
- [45] D. M. Pirro, A. A. Wessol et J.G. WILLS, "Lubrication fundamentals", 2<sup>eme</sup> Edition, Virginia, 2001.
- [46] J.P. Canselier, "Energie et formulation", Les cahiers de formulation, Vol. 13, Edition EDP Sciences, France, 2005, p. 61-62.
- [47] B. Sillon, Les lubrifications pour automobiles, Société Française des chimistes l'actualité chimique, cahier technique Octobre 2003.

- [48] D. Philippon, Lubrification par la phase gazeuse : tribochimie des additifs phosphorés et boratés. Thèse de doctorat, école centrale de Lyon, 2007.
- [49] J. Frêne, H. Zaïdi, Introduction à la tribologie, Techniques de l'ingénieur, Paris, 2011.
- [50] Svenska Kullagerfabriken groupe SKF fournisseurs mondial de produits [www.skf.com/skf/support/html/dictionary](http://www.skf.com/skf/support/html/dictionary) 2018.
- [51] Dispositifs de lubrification a l huile. Doc <http://joho.monsite.orange.fr>.
- [52] Bernard Eric, Méthodes de maintenance, la lubrification, [http://bernarderic4926.perso.sfr.fr/dr/technologie\\_construction/dr\\_lubrification.pdf](http://bernarderic4926.perso.sfr.fr/dr/technologie_construction/dr_lubrification.pdf) 2001.
- [53] G. M. Yassa, maintenances des équipements. Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement, Cours 2, 2009.
- [54] NF EN 13306 X 60-319. « Terminologie de la maintenance ». Norme AFNOR 2001.
- [55] F. Monchy, J.P. Vernier, « Maintenance méthodes et organisations ». livre édition Dunod, Paris, 2000.
- [56] A. A. Alhouaij, Contribution à l'optimisation de la maintenance dans un contexte distribué. Thèse de doctorat, Université de Grenoble, 2010.
- [57] P. Kh. N. Thi, politiques de maintenance et d'investissement sous évolution technologique incertaine. Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes, 2012.
- [58] E. Deloux, politiques de maintenance conditionnelle pour un système a dégradation continue soumis a un environnement stressant. Thèse de doctorat, Université De Nantes, 2008.
- [59] J. MOREL, Surveillance vibratoire et maintenance prédictive. Techniques de l'ingénieur, traité Mesures et Contrôle, 2002.
- [60] A. Soualhi, Du diagnostic au pronostic des pannes des entrainements électriques. Thèse de doctorat, Université Claude Bernard Lyon 1, 2013.
- [61] R. Bigret et J. I. Féron. Diagnostic , maintenance, disponibilité des machines tournantes : modèles , mesurages, analyses des vibrations.livre edition Masson, paris, 1995.
- [62] C. Breneur, Éléments 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.
- [63] R. Chaib, la maintenance industrielle. livre Université Mentouri de Constantine, 2004.
- [64] H. Bendjama, Contribution à la détection et au diagnostic des défauts (Application aux systèmes dynamiques et aux matériaux). Thèse de doctorat, Ecole Nationale Polytechnique, 2012.

- [65] M. A. Djeziri, Diagnostic des systèmes incertains par l'approche Bond Graph. Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lille, 2007.
- [66] Th. Kidar, Diagnostic des défauts de fissures d'engrenages par l'analyse cyclostationnaire. Thèse de doctorat, Université Jean Monnet, 2015.
- [67] X. Chimentin, 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.
- [68] C. Pachaud, "Crest factor and kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces". Mechanical Systems and Signal Processing vol 11,num 6,page 903-916, 1997.
- [69] Ph. 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.
- [70] A. Boulenger, C. Pachaud , Diagnostic vibratoire en maintenance préventive. Livre édition Dunod, Paris, octobre 1999.
- [71] J.P. Dron, Elaboration et adaptation d'outils pour l'étude et le suivi de l'endommagement de composants mécaniques par analyse vibratoire. Thèse de doctorat, Université de Reims, 1995.
- [72] G. M. R. Razafindrazato, Méthodes numériques pour la caractérisation Vibratoire de structures complexes. Thèse de doctorat, Université Paris Est Créteil, 2010.
- [73] F. Ch, W. Bartelmus, R. Zimroz, T. Fakhfakh and M. Haddar, Gearbox vibration signal amplitude and frequency modulation. Shock and Vibration vol19 num4: page 635-652 ,2012.
- [74] H. Sharabaty, Diagnostic de la somnolence d'un opérateur: analyse automatique de signaux physiologiques. Thèse de Doctorat, Université Paul Sabatier - Toulouse III, 2007.
- [75] Q. Meng, et L. Qu, Rotating machiney fault diagnosis using Wigner distribution. Mechanical Systems and Signal Processing. Vol 5,num 3 page 155-166, 1991.
- [76] M. C. Pan, et al, Fault diagnosis of joint backlash. Journal of Vibration and Acoustics., vol 120, num 07 page 13-24, 1998.
- [77] K.O. Farag and A.M Gaouda, Dynamic wavelet-based tool for gearbox diagnosis. Mechanical Systems and Signal Processing, vol 26,num 03 , page 190-204, 2011.
- [78] Ph. Arquès, Diagnostic prédictif et défaillances des machines : Théorie- Traitement- Analyse- Reconnaissance- Prédiction. Editions Technip, 2009.

- [79] N. Chikh, Analyse spectrale des vibrations, application à la maintenance des équipements. Mémoire de magister, Université M'hamed Bougara Boumerdes, 2005.
- [80] A. Lalouche, Diagnostic des machines tournantes, étude numérique et expérimentale, Mémoire de magister, Université M'hamed Bougara Boumerdes, 2006.
- [81] J.C. Fitch, « Proactive maintenance the cost-reduction strategy for the 90s. ». livre edition worldwide. 1992.
- [82] 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>.
- [83] R. Bharathan, G. Shubham, R. Navneet and R. Jegadeeshwaran, Simulation and analysis of gear faults using finite element analysis software. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, vol. 10, num 1, page27-37 , 2015.
- [84] P. Soami, An introduction to gear modeling in comsol multiphysics. Help of software, [www.comsol.com](http://www.comsol.com) 2016.
- [85] P. Soami, How to evaluate gear mesh stiffness in a multibody dynamics model. Help of software [www.comsol.com](http://www.comsol.com), 2016.
- [86] O.D. Mohammed, M. Rantatalo and J.O, Aidanpää, Improving mesh stiffness calculation of cracked gears for the purpose of vibration-based fault analysis. Engineering Failure Analysis, vol. 34, num 8 page 235-251, 2013.
- [87] M. G. Larson, F. Bengzon, The Finite Element Method: Theory, Implementation, and Applications. Livre edition hardcover, 2013.
- [88] A. Ayad, Etude et Réalisation d'un séparateur à induction électromagnétique. Thèse de doctorat, Université Djillali Liabes de Sidi-Bel-Abbes, 2017.
- [89] SKF Vibration Penplus. Help and guide of device CMVP 40, <http://www.intech2000.com/downloads/web/41/41.4/774689.pdf> 2012.
- [90] Y. Dodge, Premiers pas en statistique. Livre edition Springer-Verlag, France, 2006.
- [91] M. Lejeune, Statistique (La théorie et ses applications). Springer-Verlag, France, Paris, 2010.
- [92] P. Dagnelie, De la régression simple et l'analyse de la variance aux modèles linéaires généralisés : synthèse et chronologie. Faculté universitaire des Sciences agronomiques B-5030 Gembloux (Belgique), Revue MODULAD, 2009.
- [93] F. Mazerolle, Statistique descriptive. Livre éditeur Gualino, EJA, Paris, 2006.

- [94] M. A. Bouhlel, Optimisation auto-adaptative en environnement d'analyse multidisciplinaire via les modèles de krigeage combinés à la méthode PLS. Thèse de doctorat, Université de Toulouse, 2016.
- [95] D. Ginsbourger, Multiples métamodèles pour l'approximation et l'optimisation de fonctions numériques multivariées. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne, 2009.
- [96] J. Goupy, Modélisation par les plans d'expériences. Techniques de l'Ingénieur, 2015.
- [97] A. Kamoun, M.M. Chaabouni, H. F. Ayedi, " Plans d'expériences et traitements de surface. Technique de l'ingénieur, 2011.
- [98] A. Djalab, Dégradation des Contacts Mécaniques dans un milieu Pollué. Mémoire de magister, Université de Skikda, 2012.
- [99] D. Borcard, Tests de normalité. Département de sciences biologiques, Université de Montréal, Scherrer (2007, vol. 1).
- [100] R. Rakotomalala, Tests de normalité Techniques empiriques et tests statistiques. Université Lumière Lyon 2, 2011.
- [101] H. Mehrannia , A. Pakgozar, Using easy fit software for goodness-of-fit test and data generation. International Journal of Mathematical Archive vol 5, num1, page118-124, 2014.
- [102] M. Diaby, Compréhension des mécanismes de formation de dépôts en fond de première gorge de piston de moteurs diesel. Thèse de doctorat, Ecole polytechnique ParisTech, 2009.
- [103] R. Chaib, Contribution à l'optimisation de la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire. Thèse de doctorat, Université Mentouri de Constantine, 2007.
- [104] Brüel et kjoer, Shenck. Technical documentation C-40. Condition monitoring systems. 1994.
- [105] A. Bouzaouit, Influence de la vibration sur la durée de vie des roulements. Thèse de doctorat, Université Badji Mokhtar- Annaba, 2008.

### A.1. Définition d'une vibration

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 A.1) [63].

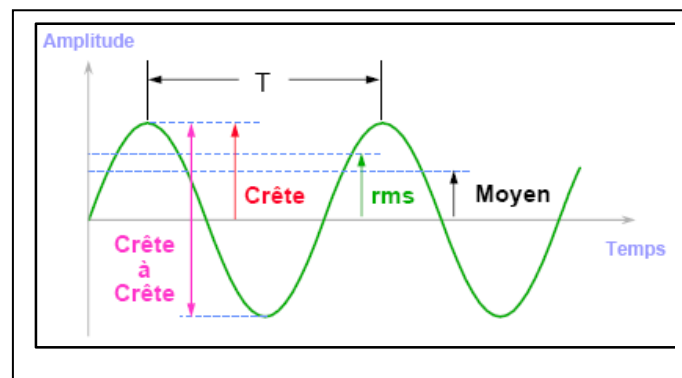


Figure A.1. La représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale) [103].

- La valeur maximale **X<sub>c</sub>** (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 **X<sub>cc</sub>** : c'est la somme des deux valeurs crêtes pour les sens positif et négatif.
- La valeur moyenne absolue **X<sub>moy</sub>** : 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,

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

- 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/s<sup>2</sup>, 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 :

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

- 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 [103].

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

#### ➤ **Vibration harmonique**

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

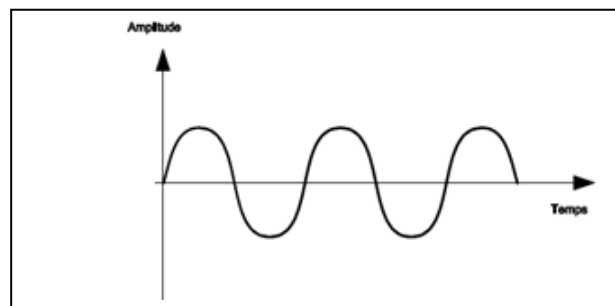


Figure A.2. Vibration harmonique [104].

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

$$X(t) = X \sin(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

Avec :

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

$\varphi$ : Phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps.

#### ➤ **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.

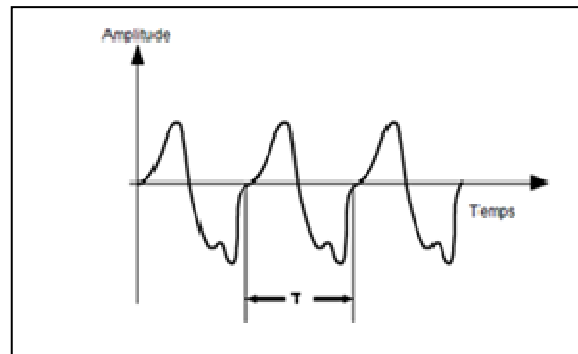


Figure A.3. Vibration périodique [104].

Elle est décrite par l'équation :

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

➤ **Vibration aléatoire aperiodique (choc)**

Une vibration aperiodique est une vibration dont le comportement temporel est quelconque. Dans une telle situation, on n'observe jamais la reproductibilité dans le temps, C'est pourquoi, les vibrations aléatoires ne peuvent être représentées mathématiquement que par une série de relations de probabilités car il faudrait théoriquement un temps infini pour les analyser, mais on peut considérer que la fonction aléatoire est une fonction périodique dont la périodicité est égale à l'infini et que cette fonction est constituée d'une infinité de fonctions sinusoïdales dont la fréquence varie de façon continue.

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 [103].

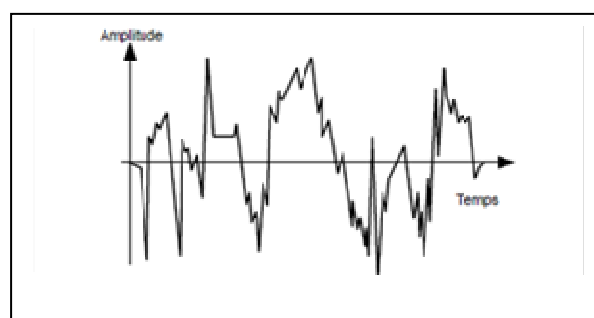


Figure A.4. Vibration aperiodique [104].

Elle est décrite par l'équation :

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

## A.2. Les grandeurs de mesures

Une vibration mécanique [105] peut être mesurée selon les trois grandeurs suivantes :

### ▪ 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 [ $\mu\text{m}$ ].

### ▪ 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).

### ▪ 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'encoches sur un moteur,...) ou qui génèrent des signaux impulsifs 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 ( $\text{m/s}^2$ ) ou le (g) g étant l'unité d'accélération de la pesanteur. En mesure de vibrations, la valeur retenue est :  $1g = 9,807 \text{ m/s}^2$ .

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 [63].

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

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

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

On choisira donc préférentiellement la grandeur (figure A.5) déplacement pour détecter des phénomènes basse fréquence [40] et la grandeur accélération pour les phénomènes haute fréquence.

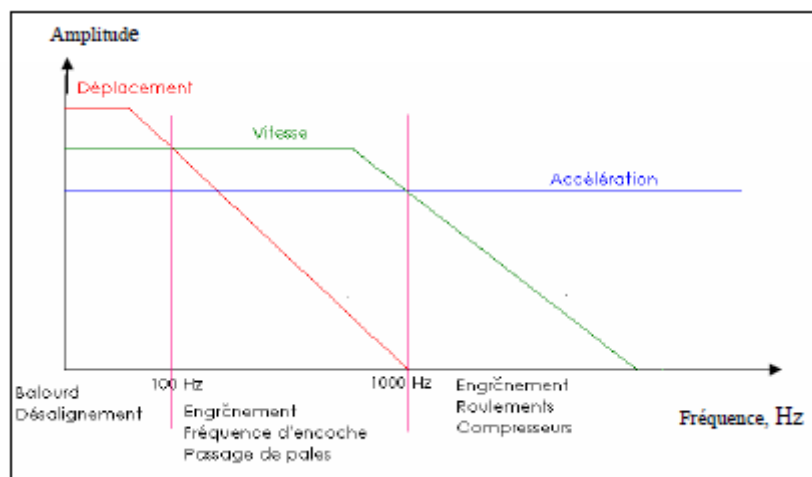


Figure A.5. Relation accélération, vitesse, déplacement [103].

### A.3. 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 1) :

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

**Tableau 1 : Niveaux vibratoires admissibles sur les machines tournantes AFNOR E 90 300(ISO 2372) [63].**

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

## B.1. Définition du logiciel utilisé

COMSOL Multiphysics est un logiciel de simulation numérique basé sur la méthode des éléments finis. Il permet de simuler de nombreuses applications en ingénierie.

### ▪ Principe d'utilisation

Des modules d'applications optionnels offrent des interfaces spécialisées notamment en mécanique linéaire et non-linéaire, acoustique, écoulement, transfert de chaleur, génie chimique, géophysique, électromagnétisme basse et haute fréquence, corrosion. Ce logiciel autorise à l'utilisateur de manipuler et changer plusieurs paramètres du système d'équations aux dérivées partielles (EDP), ou sous forme différentielle. Les couplages avec des équations aux dérivées ordinaires (EDO) et des équations algèbro-différentiels (EAD) sont également possibles. Les différentes étapes du processus de modélisation sont comme suit:

- Construire la géométrie.
- Déclaration des propriétés de chaque matériau.
- Le maillage.
- Choisir l'axe d'étude (Multibody Dynamics).
- Déclaration des propriétés mécaniques et physiques du système.
- Le choix du domaine d'études stationnaire, temporel ou fréquentiel.
- Résoudre et afficher les résultats.

### ▪ Les interfaces

Les interfaces de COMSOL sont divisées en quatre parties :

#### 1. Constructeur du modèle (*Model Builder*)

Il est composé de plusieurs icônes:

- Déclaration des paramètres généraux et des coefficients même des équations du modèle sous forme de tableau (*Parameters*).
- Le modèle du système à dessiner (*Model*) contient la géométrie (*Geometry*).
- La génération de plusieurs types de matériaux.
- Création de la forme et la géométrie du maillage (*Mesh*).
- Création du type d'étude (*Study*).
- Affichage et des résultats (*Results*).

## 2. Déclaration des paramètres physiques

Au milieu du logiciel on trouve la déclaration des paramètres mécaniques, physiques et électriques de chaque domaine.

## 3. Représentation et affichage de la géométrie

La fenêtre d'affichage graphique (**Graphics**) permet de visualiser la géométrie, le maillage ou les résultats.

## 4. Messages et résultats physiques

Au-dessous de la fenêtre d'affichage graphique, il y a une fenêtre permettant de visualiser les messages d'erreurs ainsi que des résultats numériques calculés une fois la simulation terminée.

Fenêtre d'affichage graphique

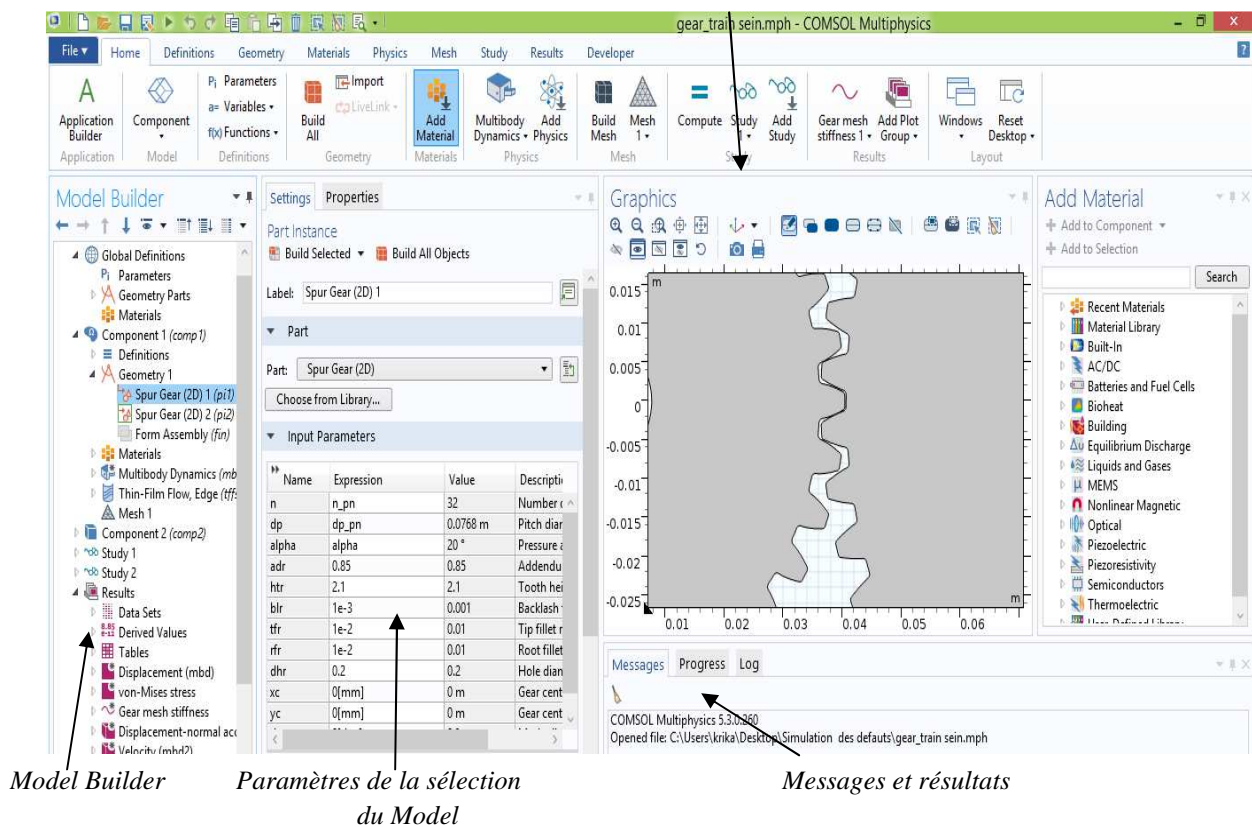
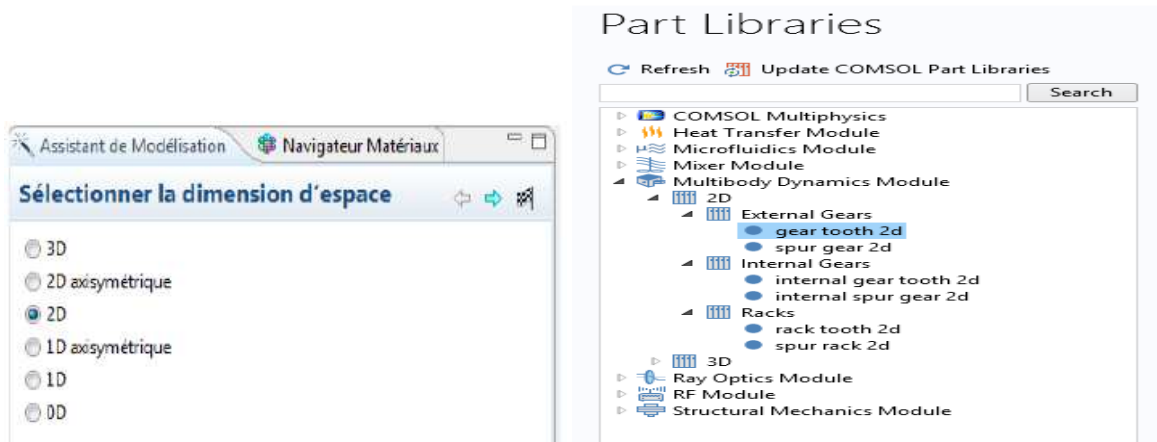


Figure B.1 : Présentation du logiciel COMSOL.

## B.2. Création d'un modèle de simulation des engrenages

- La première étape dans la création d'un modèle de géométrie 2D en COMSOL Multiphysics: dans le navigateur, cliquez sur "nouvel page", puis sélectionnez "2D" dans

la liste des dimensions. Cliquez sur suivant, et on choisit **multibody dynamics module** de la liste. Cliquez sur (gear tooth 2d). Comme cela est représenté dans la figure (B.2).



a-la dimension

b- le choix du domaine d'étude

Figure B.2 : Construction de la structure du modèle de base.

Les paramètres de l'engrenage et ces dimensions sont représentés dans la figure suivante :

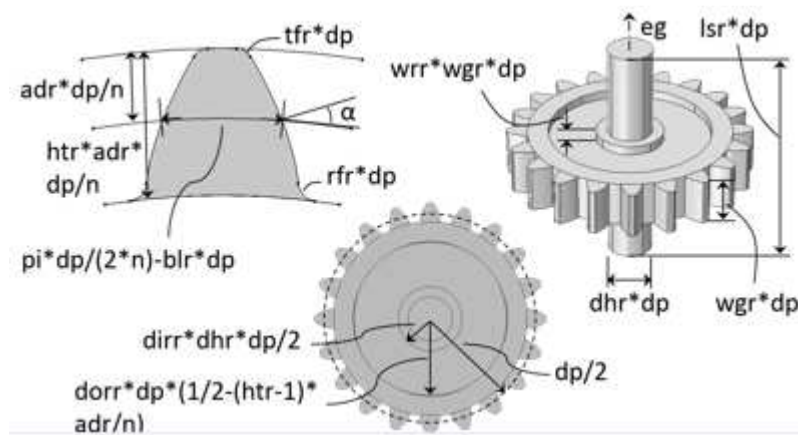


Figure B.3 : Les dimensions de l'engrenage.

- Nous pouvons **dessiner la géométrie a travers** la fenêtre de **construction du modèle**, premièrement cliquez sur **Géométrie 1** et choisissez deux engrenages. Dans la fenêtre des paramètres de chaque engrenage, localisez la position, la taille et la forme.

Build Selected ■ Build All Objects

Part: Spur Gear (2D) [?]

Choose from Library...

Input Parameters

Name	Expression	Value	Description
n	n_pn	32	Number of teeth
dp	dp_pn	0.0768 m	Pitch diameter
alpha	alpha	20 °	Pressure angle
adr	0.85	0.85	Addendum to module ratio
htr	2.1	2.1	Tooth height to addendum ratio
blr	1e-3	0.001	Backlash to pitch diameter ratio
tfr	1e-2	0.01	Tip fillet radius to pitch diamet...
rfr	1e-2	0.01	Root fillet radius to pitch diamet...
dhr	0.2	0.2	Hole diameter to pitch diamete...
xc	0[mm]	0 m	Gear center, x coordinate
yc	0[mm]	0 m	Gear center, y coordinate
th	0[deg]	0 °	Mesh alignment angle

Figure B.4 : Déclaration des paramètres de chaque engrenage.

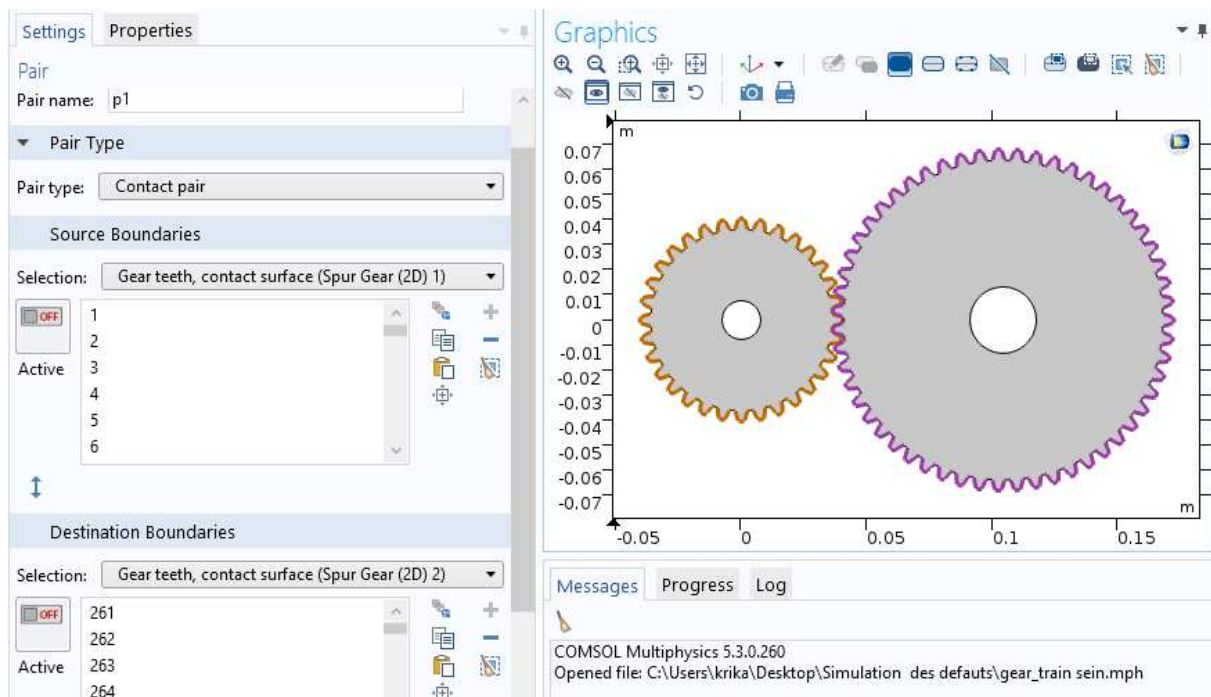


Figure B.5 : Construction du dispositif d'engrenage en 2D.

- Nous devons déclarer la nature et les **propriétés des matériaux** pour tous les domaines du modèle : cliquez à droite sur **Matériaux** et sélectionnez **ouvrir navigateur matériaux**. Dans le navigateur de matières, sélectionner l'acier, puis ajoutez le matériau au modèle. Dans la fenêtre paramètres, on peut changer les paramètres du matériau.

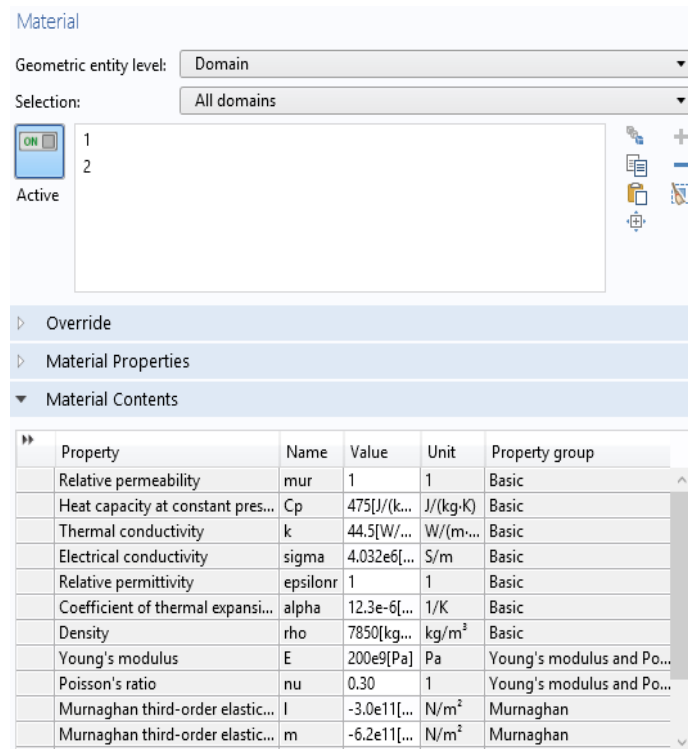


Figure B.6: Le choix des matériaux et déclaration de propriété physique.

- Dans la fenêtre des paramètres du domaine pour l'interface de la **physique** du système d'engrenage (multibody dynamics (mbd)), les équations utilisées sont affichées. Les équations changent en fonction de l'étude sélectionnée.

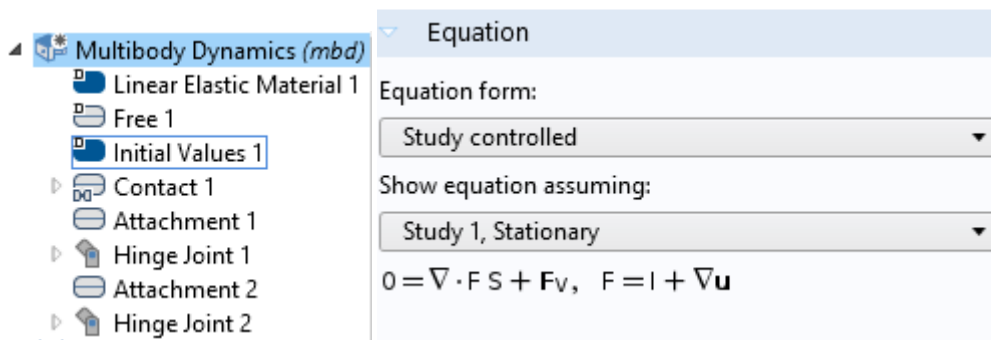


Figure B.7: Choix du multibody dynamics (mbd).

- Le **maillage (Mesh)** est créé automatiquement (maillage par défaut) ou suivant nos besoins (maillage contrôlé par l'utilisateur), dans la plupart des cas les paramètres sont ajustés afin de le raffiner. Cliquez sur le bouton (Build All) pour construire et créer le maillage des deux engrenages.

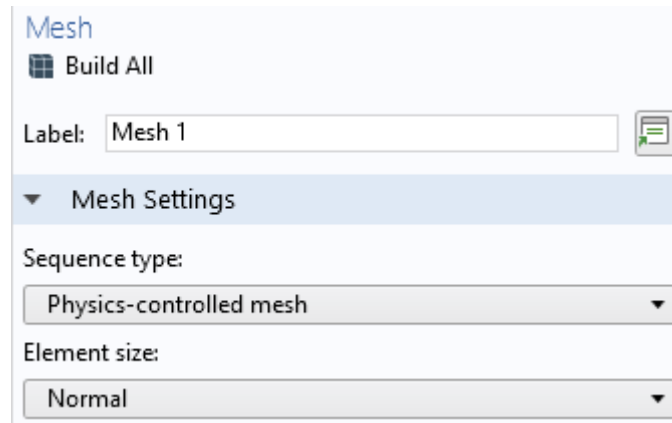


Figure B. 8 : Type de maillage

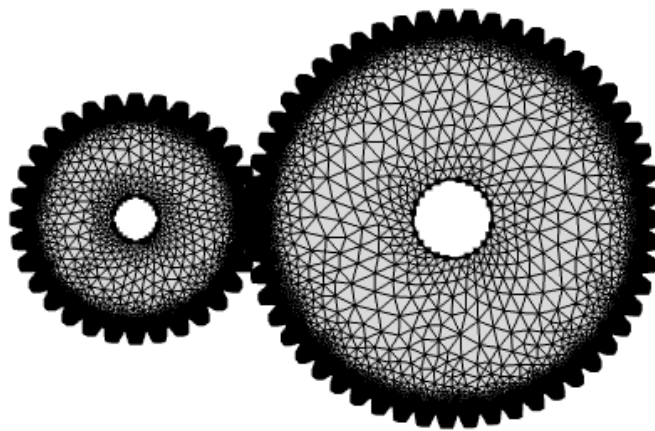


Figure B.9: Maillage du domaine d'étude (un pignon et une roue).

- Dans l'icône **Etude (Study)**, on choisit dans la section **Etapes de l'étude** la déclaration des paramètres stationnaires, temporels ou fréquentiels qui caractérisent les milieux d'études afin de calculer les paramètres mécaniques en fonction des variables connues ou inconnues.

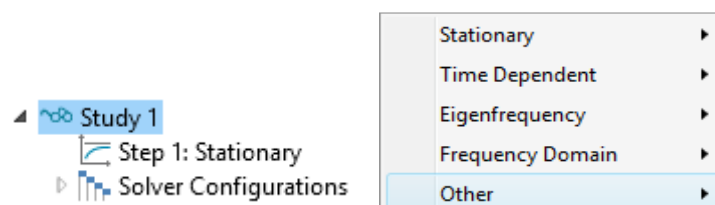


Figure B.9 : Le choix du type d'étude stationnaire.

- Le calcul et la représentation des **paramètres mécaniques** pour chaque point deviennent très simple avec la méthode des éléments finis, on se basant sur les lois

fondamentales de la mécanique, afin de représenter par exemple : les contraintes de contact entre les dents d'engrenages.

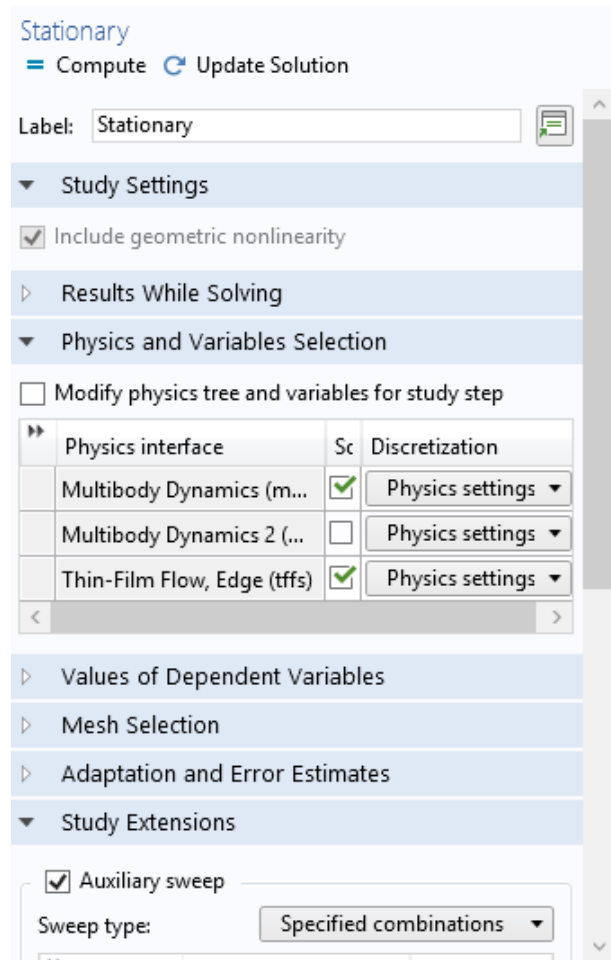


Figure B.10: Simulation et calcul des paramètres mécaniques.

- Enfin pour l'affichage des résultats, on clique à droite sur **résultats** et choisit le type surfacique ou graphique pour représenter les différents paramètres mécaniques.

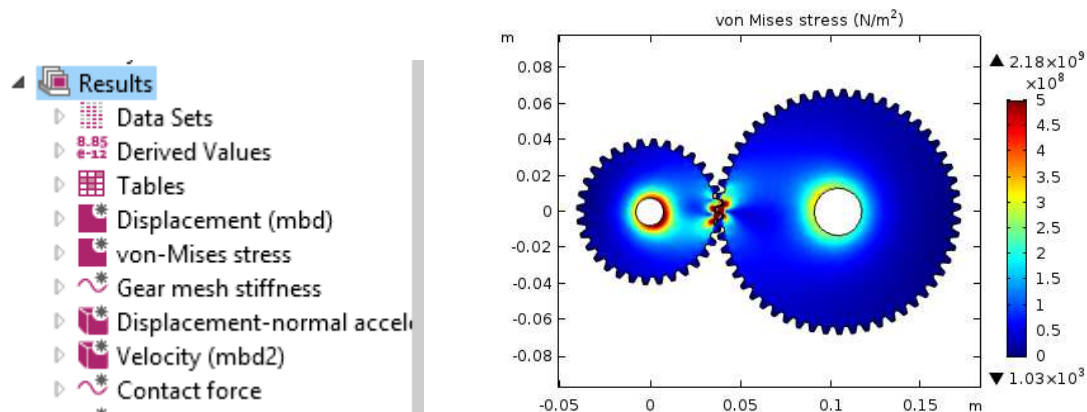


Figure B.11 : le choix du type de la représentation des résultats.

**Publication et communication relatives à ce travail**

- W. Krika, A. Bouzaouit, The modeling of the effect of lubricant viscosity on the vibration of a gear system. *Engineering Review*, Vol. 38, Issue 3, page 253-260, 2018.
- W. Krika, A. Bouzaouit, Suivi des vibrations des machines tournantes basé sur l'étude de la qualité du lubrifiant. Colloque National Maintenance - Qualité CNMQ-16, Oran 16-17 mars 2016.