

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université 20 Août 1955 Skikda
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

Réf: D012125003D



THÈSE

Pour l'obtention du diplôme
DE DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Génie Mécanique

THÈME

Modélisation statistique de la dégradation des contacts EHD sous l'effet combiné de la pollution solide des lubrifiants et d'un défaut d'alignement

Présentée Par : **MOSTEFAOUI Abdelmalek**

Soutenue le :28/01/2025

Devant la commission d'examen :

Azzedine BOUZAOUIT	Professeur	Université 20 aout 11955 de Skikda	Président
Mohamed Rafik SARI	Professeur	Université Badji Mokhtar-Annaba	Rapporteur
Amar DIB	MCA	Université Badji Mokhtar-Annaba	Examineur
Nacereddine Mohamed KHERIEF	MCA	ENSET de Skikda	Examineur
Bachir BOUCHEHIT	MCA	Université 20 aout 1955 de Skikda	Examineur
Abdelaziz NEHAL	MCA	Université Badji Mokhtar-Annaba	Examineur

Année: Janvier 2025



Dédicace

Je dédie ce travail :

Aux deux personnes qui ont su me soutenir tout au long de mes études, parfois me réconforter dans les moments difficiles, et qui sans eux je n'aurais pu effectuer ce travail.

«Mon très Cher père et Ma très Chère Mère».

A mes frères et mon grand père et à mes grandes mères. A tous mes oncles et leurs familles,
mes tantes et leurs familles.

A tous mes amis.

A la promotion de magister mécanique et tous les étudiants du département de mécanique.

M. Abdelmalek

Remerciements

Je remercie DIEU le tout puissant de m'avoir donné la force et la foi qui m'ont permis
d'élaborer ce précieux travail.

Je tiens à remercier vivement mon encadreur : le Professeur SARI .Mohamed Rafik, pour son
aide et ses précieux conseils ainsi que l'ensemble des enseignants du département de génie
mécanique.

Mes remerciements vont également aux membres de jury, pour avoir accepté de juger ce
modeste travail, d'apporter leurs réflexions et leurs critiques scientifiques.

Un remerciement très spécial à mon père, mes sœurs et frères qui m'ont aidé et soutenu tout
au long de ma formation.

Un Merci particulier à toute ma famille.

Abstract:

This experimental research aims to establish statistical models to well understand the evolution of wear and surface roughness components in a contaminated and misaligned EHL contact. To achieve this goal, experiments were carried out on an original test rig reproducing the real operating conditions of gears or bearings. Rolling contact tests involved two steel discs, simulating misalignment defects and solid contaminants presence in the lubricating oil. As a first step, we are mainly interested on the evolution of temperature, wear and surface roughness where the results obtained reveal a drastic damage under the combined effect of misalignment defect and solid contaminants. Thereafter, the Box Behnken design (BBD) was employed to study the influence of four input variables like misalignment angle (α), rotational speed (V), load (Q), and contaminant concentration (C) on wear (W) and surface roughness components (R_a , R_t , and R_z), followed by analysis using response surface methodology (RSM) and analysis of variance (ANOVA). Results indicate that rotational speed (V) is the most significant factor affecting wear and surface roughness in a contaminated and misaligned EHL rolling contact. Other factors such as load (Q), misalignment angle (α), contaminant concentration (C), and two-level interactions (αC and CxQ) also have a significant but lesser effect on wear evolution. Additionally, the misalignment angle (α) is statistically significant in the study of average surface roughness (R_z). The quadratic models used are reliable, as evidenced by determination coefficients exceeding 90%.

Keywords:

EHD Contact ; Experimentation ; Solid Lubricant Pollution; Misalignment; Degradation; Statistical Study.

Résumé :

Ce travail de recherche expérimentale vise à établir des modèles statistiques pour bien comprendre l'évolution de l'usure et les rugosités de surface dans un contact EHL contaminé et mal aligné. Pour ce faire, des expériences ont été menées sur un banc d'essai reproduisant les conditions réelles de fonctionnement d'engrenages ou de roulements. Les tests de contact roulant, impliquant deux disques en acier, simulent un défaut géométrique d'alignement et la présence des contaminants solides dans l'huile lubrifiante. Dans un premier temps, nous nous sommes particulièrement intéressés à l'évolution de la température, de l'usure et de la rugosité où les résultats obtenus révèlent une dégradation catastrophique sous l'effet combiné d'un défaut d'alignement et de la pollution solide. Par la suite, le modèle de Box Behnken (BBD) a été utilisé pour étudier l'influence de quatre variables d'entrée (l'angle de désalignement (α), la vitesse de rotation (V), la charge (Q) et la concentration de contaminants (C)) sur l'usure (W) et les composantes de rugosité de surface (R_a , R_t et R_z), avec une analyse ultérieure via la méthodologie de surface de réponse (RSM) et l'analyse de variance (ANOVA). Les résultats indiquent que la vitesse de rotation (V) est le facteur le plus significatif affectant l'usure et la rugosité de surface dans un contact EHL roulant contaminé et mal aligné, D'autres facteurs tels que la charge (Q), l'angle de désalignement (α), la concentration de contaminant (C) et les interactions à deux niveaux (αC et CxQ) ont également un effet significatif mais moindre sur l'usure. De plus, l'angle de désalignement (α) est statistiquement significatif dans l'étude de la rugosité moyenne en profondeur (R_z). Les modèles quadratiques utilisés sont fiables, comme en témoignent les coefficients de détermination supérieurs à 90 %.

Mots clés : *Contact EHD ; Expérimentation ; Pollution solide des lubrifiants ; Méalignement ; Dégradation ; Etude statistique*

ملخص:

يهدف هذا البحث التجريبي إلى إنشاء نماذج إحصائية لفهم جيد لتطور مكونات التآكل وخشونة السطح في اتصال EHL الملوثة وغير المتوافق. ولتحقيق هذا الهدف، تم إجراء التجارب على منصة اختبار أصلية تحاكي ظروف التشغيل الحقيقية للتروس أو المحامل. تضمنت اختبارات التلامس المتداول قرصين فولاذيين، ومحاكاة عيوب المحاذاة، ووجود الملوثات الصلبة في زيت التشحيم. كخطوة أولى، نحن مهتمون بشكل أساسي بتطور درجة الحرارة والتآكل وخشونة السطح حيث تكشف النتائج التي تم الحصول عليها عن أضرار جسيمة تحت التأثير المشترك لخلل المحاذاة والملوثات الصلبة. بعد ذلك، تم استخدام تصميم Box Behnken (BBD) لدراسة تأثير أربعة متغيرات مدخلات مثل زاوية المحاذاة (α)، وسرعة الدوران (V)، والحمل (Q)، وتركيز الملوثات (C) على التآكل (W) والسطح. مكونات الخشونة Ra ، Rt ، و Rz ، متبوعة بالتحليل باستخدام منهجية سطح الاستجابة (RSM) وتحليل التباين (ANOVA) تشير النتائج إلى أن سرعة الدوران (V) هي العامل الأكثر أهمية الذي يؤثر على التآكل وخشونة السطح في ملامسة EHL الملوثة والمنحرفة. هناك عوامل أخرى مثل الحمل (Q)، وزاوية المحاذاة (α)، وتركيز الملوثات (C)، والتفاعلات ذات المستويين ($\alpha \times C$) و ($C \times Q$) لها أيضًا تأثير كبير ولكن أقل على تطور التآكل. بالإضافة إلى ذلك، تعتبر زاوية المحاذاة (α) ذات دلالة إحصائية في دراسة متوسط خشونة السطح (Rz) النماذج التربيعية المستخدمة موثوقة، والدليل على ذلك تحديد المعاملات التي تزيد عن 90%.

الكلمات المفتاحية:

الاتصال الهيدروديناميكي؛ التجريب؛ التلوث بالزيوت ملوثة باجسام صلبة؛ الانحراف؛ الدراسة الإحصائية.

NOMENCLATURE

<i>Symbole</i>	<i>Désignation</i>	<i>Unité</i>
v	Taux d'usure adhésive en volume	m^3
α	L'angle d'alignement	Degré
α'	Coefficient caractérisant le type de frottement	/
K	Probabilité	0-1
$P ; F_N ; F ; F_{ij}$	Charge normale appliquée	N
L	Distance de glissement	mm
$\frac{dv}{dl}$	Taux d'usure en volume par unité de longueur de glissement	m^3/mm
H	Dureté de la surface la plus tendre (Rockwell)	HRC
k_{abr}	Coefficient d'abrasion	μm
K_f	Coefficient d'usure par fatigue	/
m	Masse de volume considéré	kg
y	Réponse ou la grandeur d'intérêt	mm
x_i	Niveau du facteur i	/
x_j	Niveau du facteur j	/
a_0, a_i, a_{ij}, a_{ii}	Coefficients du polynôme	/
R^2	Coefficient de détermination	0-1
R_m	Charge de rupture	N/mm^2

R_e	<i>L</i> limite élastique	N/mm^2
$A\%$	<i>A</i> llongement.	mm
D_i	<i>D</i> éformation	mm
$\alpha''; \beta$	<i>C</i> onstantes d'étalonnage.	/
N'	<i>N</i> ombre d'observations.	/
\bar{F}_1	<i>M</i> oyenne des charges	N
\bar{D}_1	<i>M</i> oyenne des déflexions	mm
F_1	<i>D</i> éflexion mesurée	mm
a	<i>D</i> emi-largeur du contact	mm
R_x	<i>R</i> ayon de courbure relatif	mm
E'	<i>M</i> odule de Young équivalent	N/m^2
f	<i>F</i> onction de réponse	/
a_0	<i>T</i> erme libre des équations des modèles	/
$a_1, a_2,$	<i>T</i> erms linéaires.	/
\bar{Y}	<i>G</i> randeur moyenne	mm
N	<i>N</i> ombre total de mesures.	/
W	<i>P</i> erte de cote (usure)	mm
R_a	<i>R</i> ugosité arithmétique	μm
R_t	<i>R</i> ugosité totale	μm
R_z	<i>P</i> rofondeur moyenne de la rugosité	μm

V	<i>La vitesse de rotation</i>	<i>tr/min</i>
ν	<i>Coefficient. de Poisson</i>	<i>/</i>
k	<i>facteurs étudiés</i>	<i>/</i>
μ_0	<i>viscosité dynamique</i>	<i>Pa.s</i>
α_{p-v}	<i>coefficient de piezo-viscosité</i>	<i>Pa⁻¹</i>

Les Abréviations

<i>MSR</i>	<i>Méthodologie de Surface de Réponse</i>
<i>DOE</i>	<i>Design of experiments</i>
<i>MPE</i>	<i>Méthodologie des Plans d'Expériences</i>
<i>AOVA</i>	<i>Analysis of variance</i>
<i>BBD</i>	<i>Design Box Behnken</i>
<i>EHD</i>	<i>Élasto-Hydrodynamique</i>
<i>EHL</i>	<i>Élasto-Hydrodynamique Lubrifié</i>
<i>HS</i>	<i>Régime hydrostatique</i>
<i>P</i>	<i>La valeur de probabilité</i>
<i>DF</i>	<i>Le degré de liberté</i>
<i>Pc</i>	<i>Le pourcentage de contribution</i>
<i>SS_{di}</i>	<i>La somme des carrés</i>
<i>MS_i</i>	<i>Les carrés moyens</i>
<i>MS_e</i>	<i>Le carré moyen de l'erreur</i>
<i>F</i>	<i>Coefficients de Fisher</i>
<i>n_f</i>	<i>La somme des essais du plan factoriel</i>
<i>n_α</i>	<i>La somme des essais du plan en étoile</i>
<i>n₀</i>	<i>La somme des essais au centre</i>

Liste des Tableaux

<i>Tableau I-1</i>	<i>Types fondamentaux d'usures</i>	<i>39</i>
<i>Tableau II-1</i>	<i>Tableau de Taguchi pour L8</i>	<i>53</i>
<i>Tableau II-2</i>	<i>Tableau de variance.</i>	<i>57</i>
<i>Tableau III-1</i>	<i>Types de particules polluantes présentes dans les turbines aéronautiques</i>	<i>60</i>
<i>Tableau III-2</i>	<i>Classification des particules polluantes selon la forme</i>	<i>61</i>
<i>Tableau III-3</i>	<i>Classification des particules polluantes selon Akl et Kalifha</i>	<i>62</i>
<i>Tableau III-4</i>	<i>Caractéristiques mécaniques des éprouvettes.</i>	<i>71</i>
<i>Tableau III-5</i>	<i>Propriétés mécaniques et géométriques des disques en acier.</i>	<i>76</i>
<i>Tableau III-6</i>	<i>Valeurs de la déformée (fleche)</i>	<i>77</i>
<i>Tableau V-1</i>	<i>Résultats de l'usure et de la rugosité pour diverses combinaisons de paramètres de fonctionnement</i>	<i>112</i>
<i>Tableau V-2</i>	<i>Résultats de l'ANOVA pour l'usure</i>	<i>116</i>
<i>Tableau V-3</i>	<i>Résultats ANOVA pour la rugosité, Ra</i>	<i>119</i>
<i>Tableau V-4</i>	<i>Résultats de l'ANOVA pour la rugosité, Rt</i>	<i>122</i>
<i>Tableau V-5</i>	<i>Résultats ANOVA pour Rz</i>	<i>124</i>
<i>Tableau V-6</i>	<i>Modèles de régression</i>	<i>127</i>
<i>Tableau V-7</i>	<i>Contraintes d'optimisation des conditions opératoires.</i>	<i>131</i>
<i>Tableau V-8</i>	<i>Résultats de l'optimisation</i>	<i>131</i>
<i>Tableau V-9</i>	<i>Confirmation des Résultats</i>	<i>133</i>

Liste des figures

<i>Figure I. 1</i>	<i>Représentation schématique d'un tribosystème</i>	29
<i>Figure I.2</i>	<i>Frottements secs, vue microscopique de la zone de contact</i>	31
<i>Figure I.3</i>	<i>Frottement visqueux, vue microscopique</i>	31
<i>Figure .I.4</i>	<i>Détermination du coefficient de frottement</i>	32
<i>Figure I.5</i>	<i>Phénomènes élémentaires de l'usure adhésive</i>	34
<i>Figure I.6</i>	<i>Schéma de principe de l'usure abrasive</i>	35
<i>Figure I.7</i>	<i>Usure par fissuration (cas des matériaux ductiles)</i>	36
<i>Figure I.8</i>	<i>Usure par fissuration (cas des matériaux fragiles)</i>	37
<i>Figure I.9</i>	<i>Usure par érosion</i>	38
<i>Figure I.10</i>	<i>Usure par cavitation</i>	38
<i>Figure I.11</i>	<i>Régime hydrodynamique</i>	41
<i>Figure I.12</i>	<i>Régime limite</i>	41
<i>Figure I.13.</i>	<i>Régime mixte</i>	41
<i>Figure I.14</i>	<i>Courbe de Stribeck</i>	42
<i>Figure II.1</i>	<i>La boîte noire du processus</i>	45
<i>Figure II.2</i>	<i>Domaine du facture</i>	46
<i>Figure II.3</i>	<i>Espace expérimentale</i>	46
<i>Figure II.4</i>	<i>Les points expérimentals</i>	47
<i>Figure II.5</i>	<i>Domaine d'études</i>	47
<i>Figure II.6</i>	<i>Surfaces de réponse</i>	48
<i>Figure II.7</i>	<i>Plan composite pour l'étude de deux facteurs</i>	54
<i>Figure II.8</i>	<i>Illustration du plan de Box-Behenken pour trois facteur</i>	55
<i>Figure III.1.</i>	<i>Dispositif d'essai.</i>	69
<i>Figure III.2</i>	<i>Eprouvette.</i>	70
<i>Figure III.3</i>	<i>Roulement.</i>	71
<i>Figure III.4</i>	<i>Composition chimique du sable</i>	72
<i>Figure III.5</i>	<i>Thermocouple.</i>	73
<i>Figure III.6</i>	<i>Pied à coulisse.</i>	73
<i>Figure III.7</i>	<i>Régosimètre</i>	74

<i>Figure III.8</i>	<i>Dispositif expérimental</i>	75
<i>Figure III.9</i>	<i>Modèle du contact de roulement</i>	76
<i>Figure III.10</i>	<i>Charge appliquée sur l'éprouvette cylindrique.</i>	76
<i>Figure III.11</i>	<i>Graphe d'étalonnage de l'éprouvette en acier C45.</i>	77
<i>Figure IV.1</i>	<i>Mesure de la température.</i>	83
<i>Figure IV.2</i>	<i>Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 0^\circ$ (Acier C45).</i>	85
<i>Figure IV.3</i>	<i>Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 0.5^\circ$ (Acier C45).</i>	86
<i>Figure IV.4</i>	<i>Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 1.1^\circ$ (Acier C45).</i>	86
<i>Figure IV.5</i>	<i>Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 0^\circ$ (Acier C45).</i>	87
<i>Figure IV.6</i>	<i>Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 0.5^\circ$ (Acier C45).</i>	87
<i>Figure IV.7</i>	<i>Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 1.1^\circ$ (Acier C45).</i>	88
<i>Figure IV.8</i>	<i>Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 0^\circ$ (Acier C45).</i>	88
<i>Figure IV.9</i>	<i>Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 0.5^\circ$ (Acier C45).</i>	89
<i>Figure IV.10</i>	<i>Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 1.1^\circ$ (Acier C45).</i>	89
<i>Figure IV.11</i>	<i>Angle d'alignement $\alpha= 0^\circ$</i>	92
<i>Figure IV.12</i>	<i>Angle d'alignement $\alpha= 0.5^\circ$</i>	92
<i>Figure IV.13</i>	<i>Angle d'alignement $\alpha= 1.1^\circ$</i>	92
<i>Figure IV.14</i>	<i>Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha= 0^\circ$.</i>	95
<i>Figure IV.15</i>	<i>Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha=0.5^\circ$.</i>	95
<i>Figure IV.16</i>	<i>Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha=1.1^\circ$</i>	96
<i>Figure IV.17</i>	<i>Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha= 0^\circ$.</i>	96
<i>Figure IV.18</i>	<i>Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha=0.5^\circ$.</i>	97

Figure IV.19	Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha=1.1$.	97
Figure V.20	Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha= 0^\circ$.	98
Figure IV.21	Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha=0.5^\circ$.	98
Figure IV.22	Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha=1.1^\circ$.	99
Figure IV.23	Usure pour $N=250\text{tr/min}$.	100
Figure IV.24	Usure pour $N=500\text{tr/min}$.	101
Figure IV.25	Usure pour $N=710\text{tr/min}$.	101
Figure IV.26	Évolution de la rugosité pour $\alpha=0^\circ$.	103
Figure IV.27	Évolution de la rugosité pour $\alpha=0.5^\circ$	103
Figure IV.28	Évolution de la rugosité pour $\alpha=1.1^\circ$.	104
Figure IV.29	Évolution de la rugosité pour $\alpha=0^\circ$.	104
Figure IV.30	Évolution de la rugosité pour $\alpha=0.5^\circ$.	105
Figure IV.31	Évolution de la rugosité pour $\alpha=1.1^\circ$.	105
Figure IV.32	Évolution de la rugosité pour $\alpha=0^\circ$.	106
Figure IV.33	Évolution de la rugosité pour $\alpha=0.5^\circ$.	106
Figure IV.34	Évolution de la rugosité pour $\alpha=1.1^\circ$.	107
Figure V.1	Diagramme 3D : Effet de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V) sur l'évolution de l'usure ($\alpha = 0,55^\circ$ et $C= 7,5 \text{ g/l}$)	117
Figure V.2	Diagramme 3D : Effet de la concentration du contaminant (C) et de l'angle de mésalignement (α) sur l'évolution de l'usure ($V = 312,5 \text{ rpm}$ et $Q= 15 \text{ Kg}$).	117
Figure V.3	Diagramme 3D : Effet de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V) sur la rugosité moyenne arithmétique (Ra) ($\alpha = 0,55^\circ$ et $C= 7,5 \text{ g/l}$)	120
Figure V.4	Diagramme 3D : Effet de la concentration du contaminant (C) et de l'angle de mésalignement (α) sur la rugosité moyenne arithmétique (Ra) ($V = 312,5 \text{ rpm}$ et $Q= 15 \text{ Kg}$).	120
Figure V.5	Diagramme 3D : Effet de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V) sur la rugosité totale (Rt) ($\alpha = 0,55^\circ$ et $C= 7,5 \text{ g/l}$)	123

Figure V.6	Diagramme 3D : Effet de la concentration du contaminant (C) et de l'angle de mésalignement (α) sur la rugosité totale (Rt) ($V = 312,5$ rpm et $Q = 15$ Kg).	123
Figure V.7	Diagramme 3D : Effet de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V) sur la profondeur moyenne de rugosité (Rz) ($\alpha = 0,55^\circ$ et $C = 7,5$ g/l)	126
Figure V.8	Diagramme 3D : Effet de la concentration du contaminant (C) et de l'angle de mésalignement (α) sur la profondeur moyenne de rugosité (Rz) ($V = 312,5$ rpm et $Q = 15$ Kg)	126
Figure V.9	Valeurs mesurées et prédites de l'usure de surface	128
Figure V.10	Valeurs mesurées et prédites de la rugosité de surface moyenne arithmétique, Ra	129
Figure V.11	Valeurs mesurées et prédites de la rugosité totale de la surface, Rt	129
Figure V.12	Valeurs mesurées et prédites de la profondeur moyenne de rugosité de surface, Rz.	130
Figure V.13	Graphique de fonction de rampe pour les composants d'usure et de rugosité de surface	132
Figure V.14	Graphique à barres 3D de la désirabilité	132
Figure V.15	Photomicrographie optique (grossissement $\times 60$) d'un disque en acier surface avant operation	134
Figure V.16	Photomicrographie optique (grossissement $\times 60$) d'un disque en acier surface après opération dans un contact roulant EHL contaminé et mal aligné	135
Figure V.17	Photomicrographie optique (grossissement $\times 60$) d'un disque en acier surface après fonctionnement en contact roulant EHL mal aligné	135

Table des matières

DEDICACE

REMERCIEMENT

NOMENCLATURE.....08

LISTE DES TABLEAUX.....11

LISTE DES FIGURES.....12

INTRODUCTION GENERALE.....23

CHAPITRE I :

LES ELEMENTS DE BASE DE LA TRIBOLOGIE

I.1. Introduction : 25

I.2. La tribologie : 25

I. 2.1. Historique :..... 25

I.2.2. Définition de la tribologie :..... 28

I.2.3. Système tribologique : 29

I.2.4. Le triplet tribologique : 29

I.3. Frottement : 31

I.3.1. Introduction : 31

I.3.2. Types de frottement : 32

I.3.2.1. Frottement de glissement :32

I.3.2.2. Frottement de roulement : 32

<i>I.3.2.3. Frottement de pivotement :</i>	32
<i>I.3.2.4. Frottement fluide :</i>	32
<i>I.3.3. Coefficient de frottement - Formulation:</i>	32
<i>I.4. Usure :</i>	33
<i>I.4.1. Mécanismes de dégradation des surfaces :</i>	33
<i>I.4.2. Principaux modes d'usure des surfaces :</i>	34
<i>I.4.2.1. Usure par adhésion :</i>	34
<i>I.4.2.2. Usure par abrasion :</i>	35
<i>I.4.2.3. Usure par fissuration (fatigue) :</i>	36
<i>I.4.3. Autres formes d'usure :</i>	38
<i>I.4.3.1. Usure par érosion :</i>	38
<i>I.4.3.2. Usure par cavitation :</i>	38
<i>I.4.4. Classification des types d'usures :</i>	39
<i>I.5. Lubrification :</i>	39
<i>I.5.1. Introduction :</i>	39
<i>I.5.2. Définition :</i>	40
<i>I.5.3. Rôle du lubrifiant :</i>	40
<i>I.5.4. Régimes de lubrification :</i>	40
<i>I.6. Conclusion :</i>	43

CHAPITRE II :**MODELISATION DE LA METHODE DES SURFACES DE REPONSE**

II-1 Introduction :	44
II.2. La méthodologie des plans d'expériences :	44
II.2.1 Historique :	44
II.2.2 Notion d'espace expérimental :	45
II.2.3 Notion de surface de réponse :	48
II.3. La méthodologie des surfaces de réponse :	48
II.3.1 Concept de surface de réponse :	48
II.3.2 La méthodologie des surfaces de réponse :	49
II.3.3 Historique de la méthode des surfaces de réponse :	49
II.3.4 Modélisation mathématique de la réponse :	50
II.4 Les plans d'expériences :	51
II.4.1 Plans factoriels :	51
II.4.2 Plans factoriels fractionnaires :	52
II.4.3 Plans de Taguchi :	52
II.4.4 Les plans de surface de réponse :	53
II.4.4.1 Les plans composites :	54
II.4.4.2 Le plan de Box-Behnken	55
II.5 Analyse des résultats :	56
II.5.1 Analyse de variance :	56

<i>II.5.2 Le logiciel d'analyse de variance «Design Expert» :</i>	56
<i>II.5.3 Présentation de l'analyse de la variance :</i>	56
<i>II.5.4 Coefficient de détermination R² :</i>	57
<i>II.6 Conclusion :</i>	58

Chapitre III :

ÉTUDE EXPERIMENTALE

<i>III.1.Introduction :</i>	59
<i>III.2. Pollution solide des lubrifiants:</i>	59
<i>III.3 Types des particules polluantes :</i>	60
<i>III.4. Polluants solides :</i>	63
<i>III.4.1. Les particules fragiles : (tel que le sable)</i>	63
<i>III.4.2. Les particules céramiques dures :</i>	63
<i>III.4.3. Les particules ductiles : (débris d'usure)</i>	63
<i>III.5. Revue bibliographique :</i>	63
<i>III.6. Le Mésalignement :</i>	64
<i>III.6.1. Définition :</i>	64
<i>III.6.2. Effets et conséquences du défaut d'alignement :</i>	64
<i>III.6.3 Impact combiné avec la pollution solide des lubrifiants :</i>	65
<i>III.6.4. Objectif de la modélisation statistique :</i>	65
<i>III.6.5. Revue bibliographique :</i>	65
<i>III.6.5.1. Études expérimentales :</i>	66

III.6.5.2 Études théoriques :.....	67
III.7.Outils expérimentaux :.....	69
III.7.1. Dispositif expérimental :.....	69
III.7.2. Matériels utilisés :.....	69
III.7.3. Consommables :.....	70
III.7.4. Les éprouvettes d'essai :.....	70
III.7.5. Les roulements :.....	71
III.7.6. Dispositif de maintien :.....	71
III.7.7. Le lubrifiant :.....	72
III.7.8. Le polluant :.....	72
III.7.9. Les appareils de mesure :.....	72
III.7.9.1. Mesure de la température de contact (Thermocouple) :.....	72
III.7.9.2. Mesure de l'usure (Pied à coulisse):.....	73
III.7.9.3 Mesure de la rugosité.....	74
III.8 Procédure expérimentale :.....	74
III.8.1 Déroulement des essais :.....	74
III.8.2 Banc d'essai et matériel utilisé :.....	75
III.8.3 Procédure d'étalonnage :.....	77
III.9. Conclusion :.....	80

CHAPITRE IV :

RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

<i>IV.1. Introduction :</i>	<i>81</i>
<i>IV.2. Résultats et interprétations :</i>	<i>81</i>
<i>IV.3. Evolution des températures :</i>	<i>82</i>
<i>IV.3.1. Evolution de la température pour l'acier C45 :</i>	<i>84</i>
<i>IV.3.2. Augmentation de la température de contact :</i>	<i>90</i>
<i>IV.3.2.1 Interprétation :</i>	<i>90</i>
<i>IV.4 Effet de l'angle d'alignement sur la température :</i>	<i>91</i>
<i>IV.5. Evolution de la perte de côte (usure des galets):</i>	<i>93</i>
<i>IV.5.1 Interprétation des résultats :</i>	<i>93</i>
<i>IV.5.2 Influence du paramètre temps sur l'usure :</i>	<i>93</i>
<i>IV.5.3. Evolution de l'usure pour l'acier C45 :</i>	<i>95</i>
<i>IV.5.4. Conséquences des résultats :</i>	<i>99</i>
<i>IV.6. Comparaison des résultats :</i>	<i>100</i>
<i>IV.7 Évolution de la rugosité Ra pour l'acier C45 :</i>	<i>102</i>
<i>IV.7.1 Interprétation des résultats :</i>	<i>102</i>
<i>IV.7.2 Visualisation graphique de l'évolution de la rugosité Ra</i>	<i>103</i>
<i>IV.8. Conclusion</i>	<i>107</i>

CHAPITRE V :

MODELISATION STATISTIQUE DE L'USURE ET DE LA RUGOSITE

V.1 Introduction :	109
V.2 Préambule :	109
V.3. Mesures Expérimentales :	110
V.4 Conception expérimentale :	110
V-5 Résultats et discussions :	111
V.5.1 Analyses statistiques :	112
V.6. ANOVA pour l'usure :	114
V.7. ANOVA pour les composantes de la rugosité de surface :	118
V.7.1. Rugosité moyenne arithmétique (Ra):	118
V.7.2 Rugosité totale (Rt) :	121
V.7.3 Profondeur moyenne de rugosité (Rz):	124
V.8. Modèles de régression :	127
V.8.1. Confrontation des résultats :	128
V.9. Optimisation des conditions tribologiques de fonctionnement :	130
V.10. Tests de confirmation :	133
V.11. Morphologie de la surface d'usure	134
V.12. Conclusion :	136
CONCLUSION GENERALE	137
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	

Introduction générale

Dans le vaste domaine de l'ingénierie mécanique, de nombreuses applications reposent sur des mécanismes où deux corps interagissent et se déplacent l'un par rapport à l'autre. Ces systèmes dynamiques sont fréquemment confrontés à des phénomènes de frottement et d'usure, notamment au niveau des composants en mouvement tels que les roulements, les engrenages et les coussinets.

L'usure progressive des éléments en contact peut entraîner une diminution de l'efficacité du système mécanique, voire sa défaillance complète. Par ailleurs, il est désormais reconnu que les lubrifiants employés renferment souvent une multitude de contaminants dès leur acquisition. Ces impuretés peuvent être présentes dans les huiles neuves ou introduite durant les périodes de fabrication et de montage. En fonctionnement, de nouveaux contaminants peuvent émerger, résultant du rodage, de l'usure ou de l'infiltration externe selon l'efficacité des joints d'étanchéité et les conditions environnementales. Ces particules polluantes ont le potentiel de compromettre la séparation entre les surfaces en contact, d'intensifier le frottement et d'engendrer des dégradations significatives.

Par ailleurs, le mésalignement constitue également un facteur préjudiciable pour le fonctionnement optimal des mécanismes. Ce phénomène altère la géométrie du contact, réduisant ainsi l'épaisseur du film d'huile protecteur et entraînant une élévation notable de la température au niveau des surfaces en interaction.

Dans le cadre de cette recherche, notre attention s'est portée sur l'étude des dégradations des contacts mécaniques opérant dans des conditions de contamination extrême, conjuguées à la présence de mésalignement. Nous cherchons à comprendre et à quantifier l'impact de ces facteurs sur les performances et la durabilité des systèmes mécaniques, avec l'objectif de proposer des solutions innovantes pour optimiser leur fonctionnement et leur fiabilité.

Le plan de ce mémoire se déploie selon une structure rigoureuse et logique, organisée comme suit:

Le premier chapitre aborde les fondamentaux de la tribologie, mettant l'accent sur les concepts clés tels que le frottement, l'usure et la lubrification, qui sont indispensables pour comprendre les phénomènes de contact et de friction entre les surfaces.

Le deuxième chapitre est dédié à une présentation détaillée du concept de modélisation par la méthodologie de surface de réponse, ainsi qu'à la méthodologie des plans d'expériences. Cette section vise à offrir une compréhension approfondie des outils statistiques et des approches expérimentales utilisés dans cette étude.

Le troisième chapitre établit le contexte de l'étude en s'attardant en premier lieu sur le phénomène de la pollution solide des lubrifiants (origines, natures, types et principaux travaux). Par la suite, nous présentons une étude théorique du mésalignement. Enfin, une description détaillée de la procédure expérimentale suivie pour la réalisation des essais planifiés (outils expérimentaux, appareils de mesure, étalonnage,...etc.) est exposée.

Dans le quatrième chapitre, notre attention se porte sur une exploration approfondie des effets des conditions opératoires sur l'évolution de la température du contact, de l'usure et de la rugosité de surface pour un contact Élasto-Hydrodynamique (EHD) roulant. Dans ce chapitre, nous présentons en détail les résultats des investigations expérimentales menées ainsi que les discussions afférentes. Dans cette partie, l'étude est principalement consacrée à l'évolution de la température, de la perte de côte et de la rugosité de surface pour les cas suivants :

- Contact lubrifié avec une huile SAE 90 non polluée ;
- Contact lubrifié avec une huile SAE 90 polluée (on utilise comme polluant du sable filtrée à $d=63\mu\text{m}$) ;
- Contact lubrifié avec une huile SAE 90 polluée (on utilise comme polluant du sable filtrée à $d=125\mu\text{m}$) ;

pour différentes valeurs du mésalignement ($\alpha=0^\circ, 0.5^\circ$ et 1.1°).

Le cinquième chapitre constitue un volet central de cette recherche, consolidant l'ensemble des résultats obtenus concernant la dégradation des contacts mécaniques. Nous analysons durant l'investigation statistique menée l'influence du mésalignement et de la pollution solide sur les performances et la durabilité du système mécanique étudié. Dans une première étape, un plan expérimental basé sur le design de Box-Behnken a été adopté. Par la suite, une analyse de variance détaillée visualisant l'effet des paramètres d'entrée tels que la charge, la vitesse de rotation, l'angle de mésalignement et la concentration des polluants, sur l'évolution de la température du contact, de la perte de cote et de la rugosité de surface a été élaboré.

Enfin, nous concluons ce travail par une synthèse générale, récapitulant les principales découvertes, les implications pratiques et les orientations futures de cette recherche.

Chapitre I :

LES ELEMENTS DE BASE DE LA TRIBOLOGIE

I.1. Introduction :

La mécanique des contacts est la première tentative sérieuse pour faire converger les formalismes du frottement et de l'usure. La tribologie, qui concerne le frottement, la lubrification et l'usure des surfaces en contact et en mouvement relatif, est un domaine récent de la science.

I.2. La tribologie :

La tribologie est une discipline scientifique qui s'intéresse à l'étude des phénomènes de frottement, d'usure et de lubrification qui se produisent lors de l'interaction entre des surfaces en mouvement relatif. Ce domaine joue un rôle essentiel dans de nombreux aspects de notre vie quotidienne, de la conception de machines industrielles à l'amélioration des performances des dispositifs médicaux [1]. En comprenant les éléments de base de la tribologie, nous sommes mieux équipés pour résoudre les problèmes liés aux frottements et à l'usure, ainsi que pour optimiser l'efficacité et la durabilité des systèmes mécaniques.

Le terme "tribologie" provient du mot grec "tribos", qui signifie frottement, et du suffixe "logie", qui indique une étude. Cette discipline multidisciplinaire englobe des aspects de la physique, de la chimie, de la mécanique et de l'ingénierie des matériaux pour décrire les interactions complexes qui se produisent à l'interface entre les surfaces en contact [2]. Les phénomènes tribologiques peuvent sembler insignifiants, mais ils ont un impact majeur sur les performances et la durée de vie des composants mécaniques et des systèmes.

I. 2.1. Historique :

Si on fait une petite rétrospective, on se rend compte que durant le dernier quart du siècle passé et le début du 21ème siècle, le thème de la dégradation des contacts mécaniques sous l'effet de la pollution solide des lubrifiants, a été abordé avec acuité par de nombreux auteurs. Dans cette partie,

on va citer les travaux les plus importants par ordre chronologique pour mieux marquer l'évolution dans le temps de la recherche sur la dégradation des contacts mécaniques dans les conditions de fonctionnement les plus sévères. En 1976, Wedeven [3] a étudié l'influence des indents et des débris d'usure sur la lubrification EHD. Dans cette étude, il montre comment l'indentation influe sur l'épaisseur du film d'huile. En 1977, Fitzsimmons et al [4] ont étudié l'effet de la contamination sur la détérioration des roulements à rouleaux coniques. A travers cette étude, ils ont prouvés que l'usure est liée à la concentration, la taille et la dureté des particules polluantes. En 1978, Wedeven et Cusano [5] ont effectué sur un dispositif bille-plan lisse une étude expérimentale qui montre l'effet de la présence d'un indent produit artificiellement sur l'épaisseur du film d'huile. Ils montrent d'une part qu'un défaut artificiel est directement impliqué dans le processus de lubrification EHD et indiquent d'autre part les risques de fatigue provoqués par ce type de défauts.

En 1979, Loewenthal et Moyer [6] avaient étudié l'effet de la filtration sur l'état de santé des roulements à billes dans un milieu pollué. Dans cette recherche, les auteurs montrent le rôle que joue la filtration dans l'augmentation de la durée de vie des mécanismes. Durant la même année, Perrotto et al [7] ont également procédé à une étude sur les effets de la contamination sur les performances des roulements à billes. Dans cette étude, une série de tests par des huiles contaminés ont été effectués pour déterminer les effets des particules abrasives en suspension dans l'huile sur les performances des roulements. Ils ont utilisés une gamme de particules de (0,06-50) μm . (Les particules abrasives varient en taille de 0,06 μm à 50 μm). Électriquement des mesures de résistance de contact, complétée par l'examen post-test des composants du roulement, ont été utilisées comme critères pour déterminer l'étendue des dégâts et plus particulièrement l'effet de la taille des particules et leur concentration. En 1982, Cusano et Wedeven [8] ont mené des travaux dont l'objectif est de montrer l'influence des indents et des défauts de surface sur la traction par glissement des points de contacts EHD. En 1988, Sayles et Ioannides [9] ont étudié l'impact des débris sur la durée de vie et la fatigue des roulements. Le principe consiste à voir les conséquences de la formation des indents et la déformation des particules dans les contacts hertziens sur les mécanismes. En 1991, Johnson et Spence [10] ont procédé expérimentalement à la détermination du frottement entre dentures d'engrenages en utilisant un banc d'essai de type machine à disque. En 1993, Dwyer-Joyce et al [11] ont mené une enquête sur les mécanismes d'usure abrasive trois corps. Cette étude, a été principalement consacrée à la prédiction de l'usure et la durée de vie des pièces mécaniques dans un

mécanisme lubrifié par une huile polluée. Ils montrent que l'analyse d'huile permettra de renseigner sur la taille des particules et la concentration de la matière contenue dans le lubrifiant.

En 1996, Dwyer-Joyce et Heymer [12] ont effectué une étude quantitative sur l'entraînement des particules solides dans un contact EHD roulant. Ils ont montré que la concentration des particules en volume peut être utilisée comme indicateur qui renseigne sur le taux des particules entrant dans le contact.

En 1998, Ville et Nelias [13] de leur part, ont montré expérimentalement sur une machine à galets couplé à un système de lubrification spécifique, l'influence de la nature et de la taille des particules solides sur les caractéristiques des indents produits dans les contacts EHD lubrifiés. Durant la même période, Zum Gahr [14] a étudié le phénomène d'usure par des particules dures. Il a déduit que l'usure par abrasion peut être causée par des particules dures glissant sur une surface solide tendre. Les modèles théoriques sont comparés aux résultats expérimentaux à partir d'études sur des matériaux métalliques ou céramiques. En 1999, Hisakado et al [15] ont montré les conséquences de la taille des particules abrasives sur la fraction des débris contenue dans le volume d'usure. Dans cette étude, une estimation du degré d'abrasivité a été faite, par un classement des grains abrasifs selon la grosseur, en utilisant les résultats analytiques et topographiques de la surface des métaux usés. En 2001, Dwyer-Joyce et Gao [16] ont étudié la fatigue du contact roue-rail dans les voies de chemin de fer. Dans ce travail, ils ont pu voir l'importance que joue les défauts de surface dans les roues et de déterminer les dommages provoqués. Durant la même année, Bureau et al [17] avaient étudié le frottement sec entre solides à de basses vitesses de glissement (inférieures à $100 \mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$). Dans cette étude, une analyse des mécanismes physiques responsables du frottement ont été faite. Cette analyse s'appuie sur de multiples études expérimentales dépendant en temps et en vitesse des forces de frottement statique et dynamique ainsi que du glissement non stationnaire. En 2003, Tatjana Lazović et al [18] ont analysé l'influence de la géométrie des particules et de la matière sur le mode d'usure abrasif. Dans cette étude d'analyse qualitative et quantitative effectuée, les résultats obtenus peuvent être utilisés dans la modélisation mathématique de l'usure par abrasion.

En 2005, Ville et al [19] montrent l'influence de la pollution solide des lubrifiants sur la durée de vie des mécanismes. Ce travail traite, d'une part, les mécanismes d'indentation et les conséquences sur la fatigue de roulement initiée en surface. D'autre part, il présente des analyses menées numériquement et expérimentalement afin de prédire le risque d'endommagement lié à ce type de

défaut. Cette étude présente également une démarche de prédiction du risque d'endommagement lié à la présence de défaut sur les surfaces.

En 2006, Akagaki et al [20] ont analysé le comportement des roulements lubrifiés par des huiles contaminées. Dans cette recherche, le frottement et l'usure des composants du roulement ont été surveillés et analysés par des techniques d'analyses ferrographiques et vibratoires. En 2007, Sari et al [21] ont prouvé que l'utilisation d'un lubrifiant contaminé par des particules polluantes de sable, conduit à une usure importante dans les premiers cycles de fonctionnement et dans les zones à fort taux de glissement. Durant la même année, Emmanuelle Querlioz et al. [22] ont étudié l'influence des rugosités de surface sur la fatigue de contact en roulement. Dans cette étude, ils montrent que la rugosité modifie la pression de contact ce qui induit des concentrations de contraintes proches de la surface. En 2008, Green et Lewis [23] ont focalisés leur travail sur le frottement et l'usure sous l'effet de la contamination des huiles moteurs. En 2009, Sari et al [24] montrent l'influence de la pollution solide sur les mécanismes lubrifiés. Dans cette étude ils ont observé l'effet d'un lubrifiant pollué par du sable sur les surfaces en contact d'une part et l'évolution des principales caractéristiques du lubrifiant au cours du temps d'autre part. Les résultats obtenus expriment les raisons de réduction de la durée de vie des mécanismes dans un milieu pollué. En 2010, Sari et al [25] ont également étudié les effets de la contamination sur le frottement et l'usure dans un contact EHD lubrifié en glissement pur. Dans ce travail, les résultats obtenus montrent que la présence des particules solides dans le lubrifiant perturbe la séparation entre massifs, ce qui entraîne des fluctuations notables de l'épaisseur du film d'huile et du coefficient de frottement.

I.2.2. Définition de la tribologie :

La tribologie s'intéresse [26] à l'étude et à l'interprétation scientifique des faits expérimentaux, mais elle a également un but très concret dans tous les domaines qui touchent à la technologie : rechercher et codifier les méthodes qui permettent de donner un « bon comportement » aux contacts mécaniques, sachant que les organes qui constituent les machines « lâchent » aujourd'hui bien plus souvent par leurs surfaces que par leur volume. La connaissance de la tribologie est devenue une nécessité pour de multiples raisons :

- assurer le bon fonctionnement et la fiabilité des machines ;
- diminuer le coût d'obtention des surfaces frottantes ;
- améliorer le rendement et la longévité des machines ;

- assurer la sécurité des biens et des personnes, particulièrement dans le domaine des transports.

I.2.3. Système tribologique :

La tribologie des interfaces [27] concerne le milieu interfacial entre les deux corps en contact. On définit ainsi un contact tribologique ou tribosystème comme étant composé de trois éléments principaux (Figure I.1) : deux solides A et B en contact (premiers corps) et le milieu interfacial I désigné sous le terme de troisième corps. Ce troisième corps sépare partiellement ou totalement les deux matériaux en contact et possède des propriétés différentes de celles des premiers corps. L'origine de ce milieu interfacial peut être externe (lubrifiant solide ou liquide) ou interne par formation in situ (détachement de particules des premiers corps). Ce tribosystème se trouve dans un environnement E qui constitue l'ambiance de fonctionnement du contact. Des interactions entre cet environnement et le contact peuvent ainsi avoir lieu en fonction de sa composition, sa température et sa pollution éventuelle.

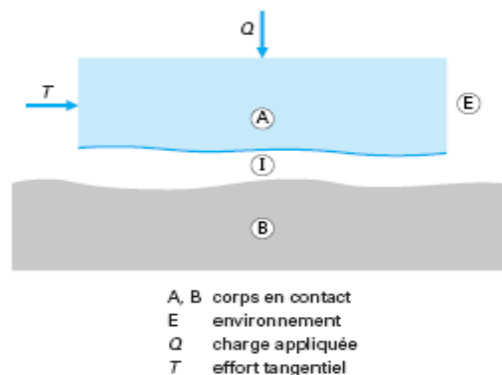


Figure I. 1: Représentation schématique d'un tribosystème [27]

I.2.4. Le triplet tribologique :

Un contact est constitué par [27] trois éléments désigné par le terme de triplet tribologique :

- ❖ le mécanisme ou l'élément de machine dans lequel se situe le contact, qui régit les conditions de travail des contacts en leur transmettant les charges statiques ou dynamiques et en leur imposant la cinématique et l'ambiance contenant le mécanisme ;
- ❖ les premiers corps constituant les massifs des éléments du mécanisme qui bordent le contact ;
- ❖ Le troisième corps, qui sépare les premiers corps et réduit leur interaction. Il transmet la charge entre les premiers corps, tout en accommodant la majeure partie de leur différence de vitesse.

- **Importance de la tribologie :**

On observe des phénomènes de frottement dans tous les systèmes mécaniques, et cette composante tribologique est décisive dans les domaines d'application variés qui vont de la mécanique industrielle aux systèmes du vivant [26].

La tribologie s'intéresse à l'étude et à l'interprétation scientifique des faits expérimentaux, elle entre en jeu de façon significative dans de nombreux domaines industriels. La connaissance de la tribologie [28] est devenue une nécessité pour de multiples raisons :

- Assurer le bon fonctionnement et la fiabilité des machines.
- Diminuer le coût d'obtention des surfaces frottantes.
- Améliorer le rendement et la longévité des machines.
- Assurer la sécurité des biens et des personnes, particulièrement dans le domaine de transport.
- Contribuer à la santé publique et au confort, par exemple en diminuant **les** bruits, très nombreux, liés aux contacts mécaniques.

- **Aspects scientifiques de la tribologie :**

La tribologie est un domaine pluridisciplinaire, dans lequel interviennent, bien sur, les bases fondamentales de la mécanique, mais aussi les aspects scientifiques multiples de la science des matières. Les échelles dimensionnelles des phénomènes étudiés vont en général du mètre (caractéristique des dimensions d'une machine) à l'angström (caractéristique des interactions d'origine atomique et moléculaire). L'analyse scientifique de la tribologie peut se structurer en trois grands domaines qui concernent : Les matériaux, les surfaces et les écoulements de la matière. Le comportement des matériaux apparaît comme un élément essentiel. Selon leur ductilité ou leur fragilité, la nature de leur contact diffère énormément, et les lois de frottement et d'usure varient aussi. La compréhension des lois physico-chimiques des surfaces permet dans certains cas, d'apercevoir l'origine de leurs comportements particuliers. La compréhension de la tribologie nécessite l'application des lois de la mécanique des fluides complexes, de la mécanique des solides, pour pouvoir comprendre les régimes de lubrification. On a dit d'une science, qu'elle a l'âge de ses instruments de mesure. La tribologie, qui utilise les toutes dernières de la physique, de la chimie, de la mécanique et aussi de l'informatique, est donc une science jeune et actuelle. En fin, les efforts entrepris dans le domaine de la tribologie ne concernent pas uniquement les laboratoires de recherche, mais aussi concernent les laboratoires industriels.

I.3. Frottement :

I.3.1. Introduction :

Les phénomènes de frottement interviennent [28] dans de nombreuses applications quotidiennes et industrielles : tel qu'une roue qui roule, un tire-bouchon, un roulement à bille, une chaîne de vélo, une courroie, ...etc. Le phénomène de frottement n'est pas unique. En effet, il existe plusieurs sortes de frottement :

- Le frottement sec (Figure I.2), mis en évidence par Coulomb manifeste lorsque deux surfaces sont en contact et glissent l'une contre l'autre.

Ce frottement est dû à l'encastrement des petites irrégularités positives d'une des surfaces dans les irrégularités négatives de l'autre surface.

- Le frottement visqueux (Figure I.3) apparaît lorsqu'un fluide sépare les surfaces en contact.

Ce type de frottement visqueux est généralement moins important que le frottement sec. Il est généré par la viscosité du fluide.

- Le frottement interne apparaît au sein du matériau lorsque celui-ci est soumis à un cycle de contraintes.

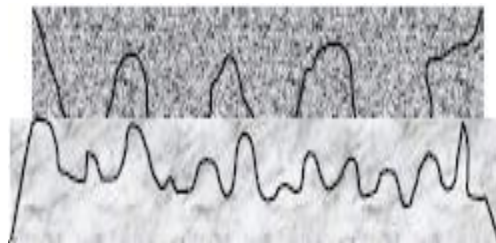


Figure I.2 : Frottements secs, vue microscopique de la zone de contact [28]

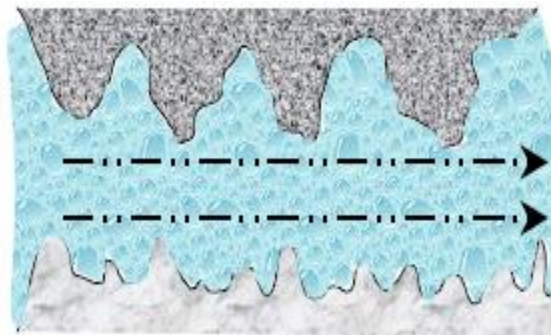


Figure I.3 : Frottement visqueux, vue microscopique [28]

I.3.2. Types de frottement :

I.3.2.1. Frottement de glissement :

Il se produit [26] lorsqu'on déplace, sans faire rouler, la surface d'un corps solide sur la surface d'un autre corps solide. C'est le type de frottement le plus fréquent ; exemple : un piston glissant dans un cylindre, un arbre tournant à sec dans un palier, produit un frottement de glissement.

I.3.2.2. Frottement de roulement :

Il se produit lorsqu'un cylindre ou une sphère roule sur une surface plane ou de courbure moindre ; exemple : dans les roulements à rouleaux ou à billes.

I.3.2.3. Frottement de pivotement :

Il se produit lorsqu'une surface oscille, tourne en reposant par le même point sur une autre surface. La toupie en mouvement donne l'exemple d'un frottement de pivotement. Dans ce type de frottement, le contact entre les deux surfaces devrait être théoriquement ponctuel.

I.3.2.4. Frottement fluide :

Lorsqu'on introduit un liquide entre deux corps solides et que l'on déplace l'un d'eux par rapport à l'autre, le film lubrifiant formé, se partage en plusieurs couches. La résistance du fluide à cette action de partage est appelée frottement fluide [26]. Dans cette situation, les différentes couches du lubrifiant ont tendance à se coller les unes aux autres.

I.3.3. Coefficient de frottement - Formulation:

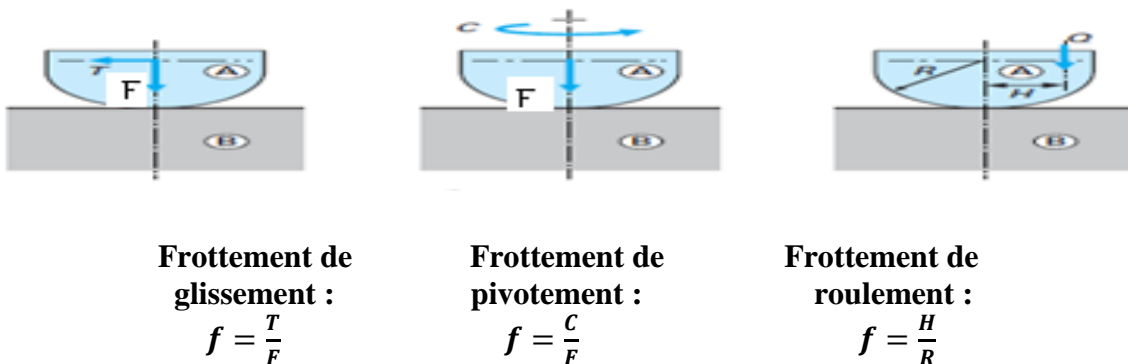


Figure 1.4 : Détermination du coefficient de frottement [26]

- Soient deux corps A et B appuyant l'un sur l'autre avec une force F, et se mouvant l'un par rapport [26] à l'autre en restant en contact. Le cas le plus général est celui du « frottement de glissement » (figure I.4-a). Si l'on désigne par T la force tangentielle parallèle au plan tangent commun à A et B, le coefficient de frottement de glissement f est un nombre sans dimension :

$$f = \frac{T}{F} \quad \text{I.1}$$

- Lorsqu'il s'agit de « frottement de pivotement », c'est-à-dire lorsqu'il existe un point de A qui coïncide pendant tout le mouvement avec un point de B, le mouvement s'obtient en exerçant un couple C (figure I.4-b). Le coefficient de pivotement f est alors homogène à une longueur :

$$f = \frac{C}{F} \quad \text{I.2}$$

- Lorsqu'il s'agit d'un « frottement de roulement », c'est-à-dire lorsqu'un point ou une ligne de contact de A et de B joue le rôle de centre instantané de rotation, le mouvement peut s'obtenir en déplaçant la direction de la force Q parallèlement à elle-même d'une longueur H (figure I.4-c). Le coefficient de frottement de roulement f est un nombre sans dimension :

$$f = \frac{H}{R} \quad \text{I.3}$$

Avec **R** rayon de courbure de **A**.

I.4. Usure :

I.4.1. Mécanismes de dégradation des surfaces :

L'usure est un ensemble complexe [27] de phénomènes, amenant à une émission de débris avec perte de masse, de côtes, de forme, et s'accompagnant de transformations physiques et chimiques des surfaces. Les mécanismes de dégradation des matériaux provoquant le détachement des particules des premiers corps (débit source interne) et conduisant à l'usure, sont classés selon plusieurs familles dont les principales sont décrites ci-dessous. Ces phénomènes d'usure peuvent, en théorie, se produire simultanément, certains étant prépondérants par rapport à d'autres en fonction du tribosystème étudié.

I.4.2. Principaux modes d'usure des surfaces :

I.4.2.1. Usure par adhésion :

Elle est associée à la formation [28] de joints d'adhérence aux points de contact situés sur les aspérités des surfaces de deux corps en frottement. La résistance de la jonction adhésive est fonction de la nature physico-chimique des matériaux en contact. Sous l'effet du cisaillement, un transfert de matière entre les deux corps se met en place (Figure I.5). Dans le cas de liaisons d'adhésion peu résistantes, le transfert de matière est limité et l'usure reste douce. L'usure adhésive est donc à la fois d'origine mécanique et physico-chimique.

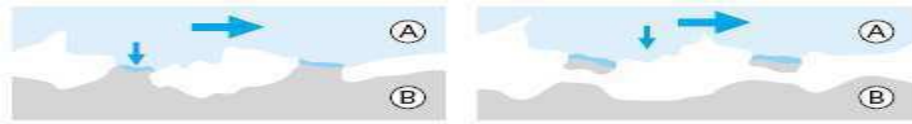


Figure I.5: Phénomènes élémentaires de l'usure adhésive [27]

I.4.2.1.1. Taux d'Usure adhésive :

Le taux d'usure adhésive s'exprime par :

$$v = \alpha' \frac{K}{3} \cdot \frac{PL}{H_v} \quad \text{I.4}$$

Avec :

v : Taux d'usure adhésive ;

α' : Coefficient caractérisant le type de frottement ;

$\alpha' = 1$ pour le frottement sec ou à très faible vitesse ;

$\alpha' < 1$ pour le frottement lubrifié ;

K : probabilité pour qu'un fragment d'usure soit produit par une jonction donnée, K est considéré comme le coefficient d'usure adhésive. K varie de 0,1 à 0,01 pour l'usure sévère (frottement sec, contact métal-métal), il est de l'ordre de 10^{-5} en régime d'usure douce (frottement lubrifié limite, surfaces oxydées) et peut atteindre 10^{-6} à 10^{-7} pour un frottement bien lubrifié.

3 : facteur de forme pour une particule d'usure de forme hémisphérique, ce facteur est différent de 3 pour les autres formes de particules ;

P : charge normale appliquée ;

L : distance de glissement ;

H_v : dureté du matériau le plus tendre (analogue à la pression d'écoulement plastique du métal).

I.4.2.2. Usure par abrasion :

I.4.2.2.1. Définition de l'usure abrasive :

L'usure abrasive est définie comme étant l'usure par déplacement de matière, produite par des particules ou des protubérances dures [29, 30]. En effet l'usure abrasive est le résultat du frottement de glissement par labourage ou par déformation plastique. L'usure peut se faire à deux corps, directement à partir des solides en contact ou bien à trois corps comme le montre le schéma ci-dessous (Figure I.6).

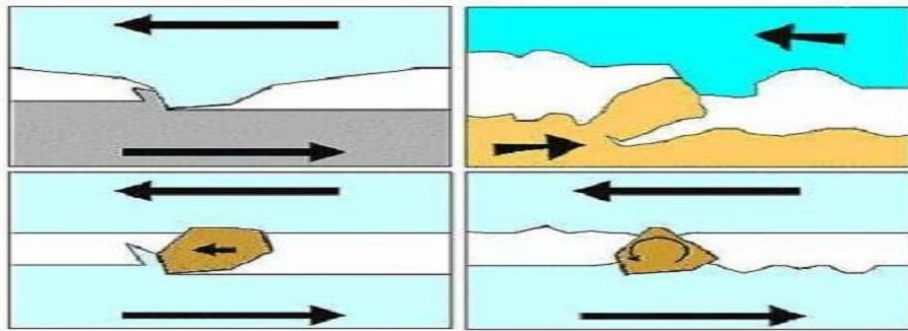


Figure I.6 : Schéma de principe de l'usure abrasive [30].

Il faut noter que l'usure abrasive existe toujours, quelque soit le système mécanique. En effet, les débris d'usure générés par les autres modes (adhésion ou fatigue) sont généralement plus durs que les surfaces en contact et par conséquent participent à l'abrasion, ainsi que les grains abrasifs constitués de poussières ou de sable de fonderie.

I.4.2.2.1.1. Taux d'Usure abrasive:

Le taux d'usure abrasive d'une surface métallique peut s'exprimer par la relation simplifiée :

$$\frac{dv}{dl} = k_{abr} \frac{F}{H_v} \quad \text{I.5}$$

Ou :

$\frac{dv}{dl}$ = taux d'usure en volume par unité de longueur de glissement;

F : charge appliquée (N);

H_v : dureté de la surface la plus tendre.

k_{abr} : Coefficient d'abrasion ne dépendant que de la géométrie des aspérités ou des grains abrasifs. Ainsi pour une aspérité conique dont l'angle du cône serait θ et $\overline{\cot \theta}$ la moyenne pondérée.

Pour tous les cônes individués de la surface, le coefficient d'abrasion est :

$$k_{abr} = \frac{2\overline{\cot \theta}}{\pi}$$

Le taux d'usure devient :

$$\frac{dv}{dl} = \frac{2\overline{\cot \theta}}{\pi} \frac{F}{Hv} \quad \text{I.6}$$

I.4.2.3. Usure par fissuration (fatigue) :

Les contraintes mécaniques générées [27] par le frottement peuvent entraîner la création et la propagation de fissures. Dans le cas des matériaux ductiles (tels que les matériaux métalliques), il est question d'usure par fatigue superficielle ou par délamination. La rupture par fissuration a lieu en sous-couche, parallèle à la surface de frottement, dans les zones où les contraintes de cisaillement sont maximales. Des écailles dues à la propagation des fissures apparaissent dans les zones de frottement (Figure I.7).

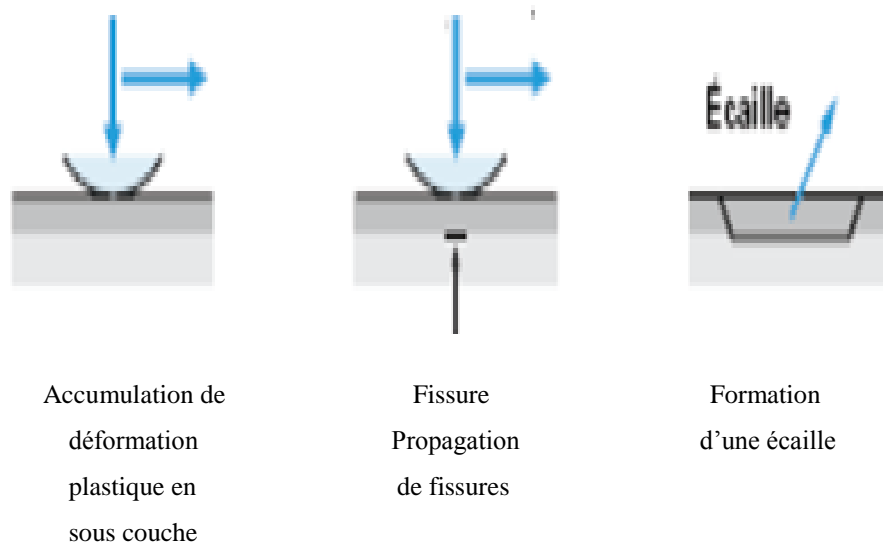


Figure I.7 : Usure par fissuration (cas des matériaux ductiles) [27]

Pour les matériaux à comportement fragile (typiquement les céramiques), les fissures se créent dans les zones où les contraintes en tension sont les plus importantes. Elles sont associées à un dépassement

local du seuil de rupture du matériau. Elles se situent à l'arrière du contact et se propagent perpendiculairement à la surface (Figure I. 8). Il s'agit d'une usure par fracturation.

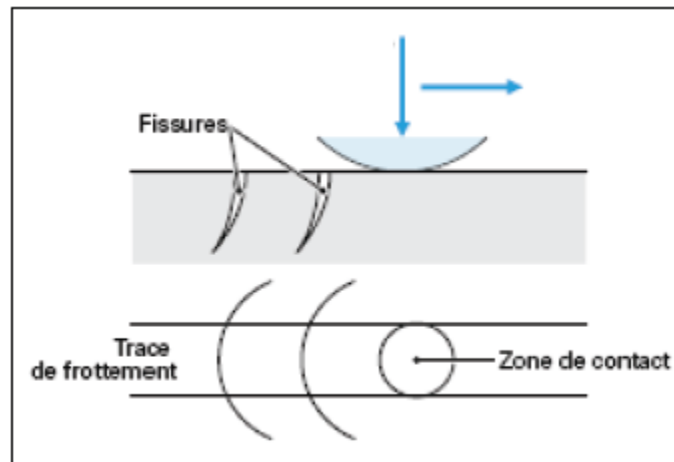


Figure I.8 : Usure par fissuration (cas des matériaux fragiles) [27]

I.4.2.3.1. Taux d'usure par fatigue :

L'usure par fatigue est donnée par la relation :

$$V = K_f \cdot L \cdot \frac{F_N}{H_v} \cdot m \quad \text{I.7}$$

Avec :

V : taux d'usure par fatigue en volume (m³);

K_f : Coefficient d'usure par fatigue ;

F_N : Charge appliquée (N) ;

L : distance de glissement (mm) ;

m : Masse du volume considéré (Kg);

H_v : dureté du matériau le plus tendre.

I.4.3. Autres formes d'usure :

I.4.3.1. Usure par érosion :

I.4.3.1.1. Définition :

L'usure par érosion [26] résulte de l'enlèvement de matière par un fluide chargé de particules en contact avec la surface d'un matériau ; elle conduit à la création des rayures sur les surfaces.



Figure I.9 : Usure par érosion [26]

Dans les applications mécaniques, ce type d'usure intervient notamment dans les systèmes soumis à un flux de produits liquides ou pâteux chargés d'abrasifs, et circulant à vitesse élevée : pièces de robinetterie, de pompes par exemple (Figure I.9).

I.4.3.2. Usure par cavitation :

I.4.3.2.1. Définition :

L'usure par cavitation [26] est un phénomène d'usure associé à une fatigue superficielle du matériau sous l'effet des ondes de choc dues à l'implosion de bulles de vapeur (variation de pression très forte).

Elle peut conduire à la formation d'écailles, de cavités (Figure I.10) dans des zones particulières de haute température ou de dépression.

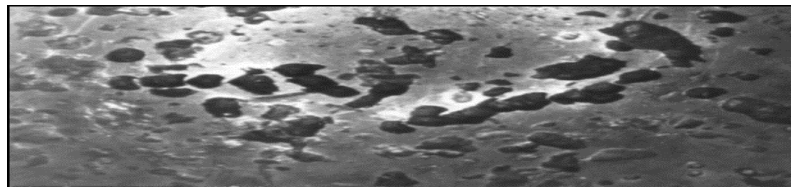


Figure I.10 : Usure par cavitation [26]

I.4.4. Classification des types d'usures :

Le Tableau I.1 donne les différentes formes d'usure rencontrées.

Tableau I.1 : Types fondamentaux d'usures [26]

TYPES FONDAMENTAUX D'USURES	
Usure ADHESIVE A/ sévère B/ Modérée	Par contact métal-métal, microsoudure, transfert métallique et cisaillement des joints par frottement. Formation de gros fragments d'usure métallique. Formation de très petits fragments d'oxydes.
USURE ABRASIVE	Rayage chimique suivi par des aspérités dures ou par des particules véhiculées par un fluide. Si ces particules sont très petites : érosion abrasive.
USURE CORROSIVE	Attaque chimique suivi par l'enlèvement des produits de réaction par action mécanique (frottement).
USURE PAR FATIGUE	L'enlèvement de particules détachées par fatigue mécanique superficielle produite par accumulation des contraintes cycliques.
TYPES SECONDAIRES D'USURE	
CORROSION DE CONTACT (fretting corrosion)	Enlèvement de matière entre deux surfaces soumises à des vibrations mécaniques.
EROSION PAR CAVITATION	Formation de cavités par enlèvement de bulles de gaz ou de vapeur incluses dans un fluide.
USURE D'ORIGINE ELECTRIQUE A/ piquage électrique B/ corrosion galvanique	Erosion par étincelles. Attaque électrolytique.

I.5. Lubrification :

I.5.1. Introduction :

L'introduction d'un fluide [31] lubrifiant dans un système mécanique (moteurs à explosion, transmissions, pompes...), permet de réduire les efforts de frottement s'exerçant entre des composants en mouvement relatif. La présence d'un fluide, quel que soit sa nature, implique de recourir à un dispositif d'étanchéité. De la fiabilité de ce dernier dépend la durabilité du système. Une

grande endurance de l'étanchéité est en effet recherchée, principalement pour des raisons d'ordre écologique, si le fluide revêt un caractère dangereux, et économique, afin de limiter les opérations de maintenance.

I.5.2. Définition :

Les lubrifiants sont des matières fluides ou solides qui sont [32] interposées entre deux pièces. Ils ont pour rôle de : réduire la friction entre les pièces en mouvement (donc l'usure), absorber et évacuer la chaleur, assurer l'étanchéité entre les segments des pistons et les parois des cylindres.

I.5.3. Rôle du lubrifiant :

D'une manière générale, le rôle du lubrifiant est de :

- Réduire les pertes par frottement ;
- Combattre l'usure des surfaces frottantes sous toutes ses formes ;
- Protéger les organes contre la corrosion ;
- Refroidir les machines en évacuant les calories ;
- Garder propres les surfaces et les circuits ;
- Transmettre l'énergie dans les systèmes hydrauliques ;
- Absorber les chocs et réduire le bruit ;
- Assurer des fonctions passives diverses telles que la résistance au moussage, la neutralité vis-à-vis des élastomères, des plastiques et peintures.

I.5.4. Régimes de lubrification :

Lorsque deux surfaces lubrifiées sont en frottement, il existe plusieurs régimes de lubrification décrit par Stribeck (1902). 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 courbe de Stribeck (Figure I-14) décrit l'évolution du coefficient de frottement μ entre deux surfaces en contact sous une charge F , glissant à une vitesse V et avec un lubrifiant de viscosité η . Cette courbe permet de définir les trois régimes de lubrification suivant l'épaisseur du film (d) du lubrifiant par rapport à la rugosité des surfaces (R).

On distingue les régimes suivants :

- **Le régime hydrodynamique** correspond à un film épais et continu qui sépare complètement les deux surfaces en frottement, il n'y a pas de contact entre les aspérités. Dans ce régime, l'usure et le coefficient de frottement sont faibles. [33]

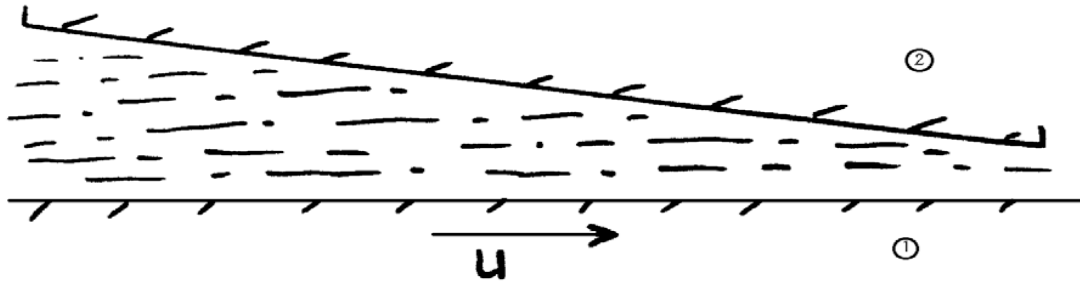


Figure I.11 : Régime hydrodynamique [33]

- **Le régime limite** est atteint lorsque les vitesses sont faibles ou lorsque les conditions de contact deviennent sévères (forte charge et rugosité importante). Le film n'est plus suffisamment épais, ce sont alors les aspérités qui supportent la totalité de la charge. Dans ce régime, l'usure et le coefficient de frottement sont importants. [33]

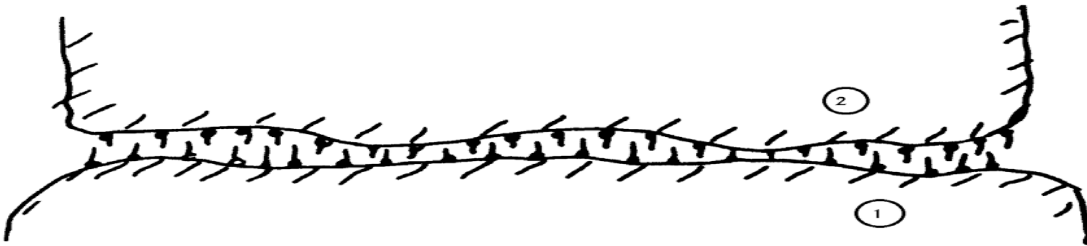


Figure I.12 : Régime limite [33]

- **Le régime mixte** est un régime intermédiaire entre le régime hydrodynamique et le régime limite. Le film d'huile n'est plus suffisamment épais par rapport à la rugosité pour éviter les contacts entre aspérités. Le film est ainsi discontinu et c'est à la fois le film et les aspérités qui supportent les charges. [33]

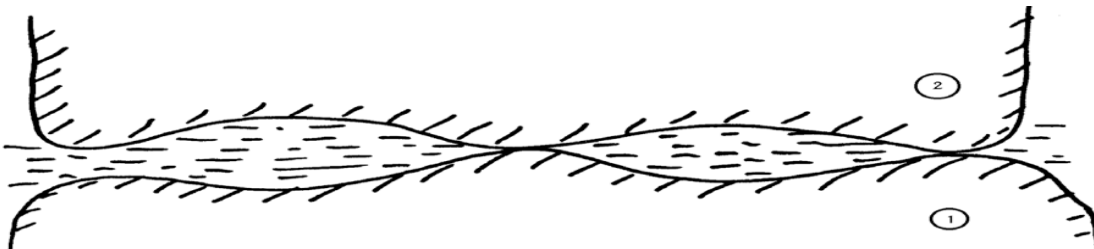


Figure I.13 : Régime mixte [33]

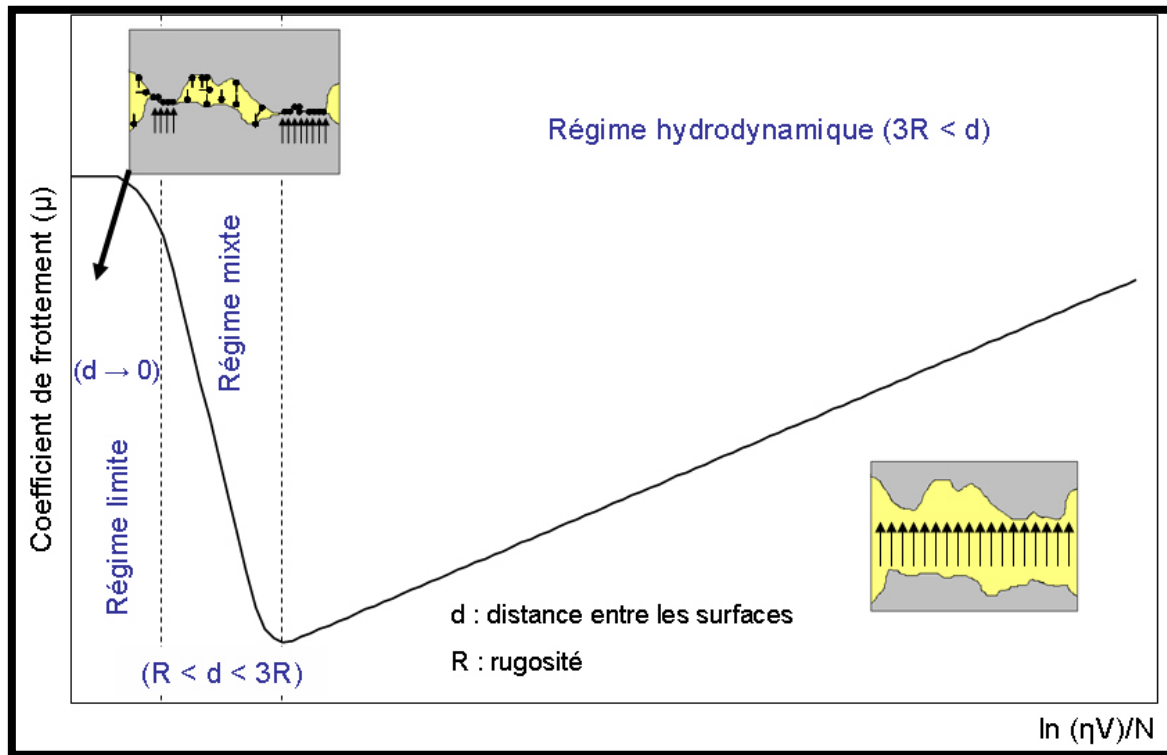


Figure I.14 : Courbe de Stribeck [34]

- **Régime hydrostatique (HS)** 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 par le déplacement relatif des surfaces. La pression de contact en régime HS est faible (typiquement moins que 100 MPa) 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. À des pressions plus élevées, la viscosité du lubrifiant augmente et cela se vérifie en lubrification élastohydrodynamique. [33]
- **Régime élastohydrodynamique (EHD)** est associée à des contacts non-conformes, c'est-à-dire impliquant des points ou lignes de contact avec des pressions élevées dans les éléments de roulements, d'engrenages, d'embrayages et des cames-poussoirs.

I.6. Conclusion :

La tribologie est un domaine en constante évolution qui continue de susciter l'intérêt de nombreux chercheurs et ingénieurs à travers le monde. La maîtrise des éléments de base de la tribologie est cruciale pour résoudre les problèmes d'efficacité, de fiabilité et de durabilité dans l'industrie et pour développer des innovations technologiques qui façonneront notre avenir.

Dans ce chapitre on a essayé de se familiariser avec les notions de base de la tribologie. Cette dernière s'intéresse à l'étude et à l'interprétation scientifique des faits expérimentaux. En effet, elle traite de multiples aspects de frottement, de lubrification et d'usure.

Chapitre II :

MODÉLISATION PAR LA MÉTHODE DES SURFACES DE RÉPONSE

II-1 Introduction :

Les plans d'expériences (DOE) permettent d'analyser simultanément les effets de variables d'entrée (facteurs) sur une variable de sortie (réponse). Ces expériences consistent en une série d'essais ou de tests au cours desquels les variables d'entrée ou les facteurs sont intentionnellement modifiés et dont les données sont recueillies à la fin de chaque essai. Les professionnels de la qualité ont recours aux DOE pour identifier les conditions des procédés et les composants des produits qui influent sur la qualité, et ainsi déterminer les paramètres des variables d'entrées (facteurs) permettant d'améliorer les résultats. On a quatre types de plans d'expériences : factoriel, mélange, Taguchi (robuste) et surface de réponse.

La modélisation par surface de réponse des caractéristiques de qualité (réponses) d'un système nous aidera à diminuer le temps du calcul nécessaire au processus d'optimisation sans avoir à faire appel à cette méthode.

Ce chapitre détaille plus spécifiquement le plan d'expérience, la méthode de surface de réponse et les différents plans associés à cette méthode et aussi l'analyse des résultats.

II.2. La méthodologie des plans d'expériences :

II.2.1 Historique :

La Méthodologie des Plans d'Expériences (MPE) est une méthode qui a été initiée dans les années 20 par Sir R. A. Fisher (statisticien anglais - 1925). Les premiers utilisateurs de cette méthode furent les agronomes qui ont vite compris l'intérêt des plans d'expériences. Vers les années soixante, grâce aux travaux de Taguchi, les plans d'expériences sont utilisés au Japon dans l'industrie pour

améliorer la variabilité des procédés. Après le Japon, les plans d'expériences sont utilisés aux Etats Unis dans les années 80 et en Europe dans les années 90.

La MPE peut s'appliquer à tous les phénomènes type boîte noire (Figure II-1) où l'on cherche à optimiser les données de sortie (les réponses) en réglant les données d'entrée (les facteurs) [35].



Figure II.1 : La boîte noire d'un processus [35].

Le terme plan d'expériences vient de l'anglais « Design of Experiments » qui se traduit par planification des expériences. En fait la méthode englobe aussi bien la définition de la séquence d'essais à réaliser pour étudier un problème donné que l'analyse statistique des résultats de ces essais.

Comme nous l'avons rappelé ci-dessus, les plans d'expériences peuvent être utilisés pour étudier des phénomènes complexes souvent non linéaires, afin de comprendre leur fonctionnement et d'optimiser leurs performances. D'une manière générale, cette technique est expérimentale et les réponses sont obtenues à partir d'essais (ou calculs numériques simulant les essais). La méthode des plans d'expériences permet d'obtenir un maximum d'informations concernant l'influence des paramètres opératoires sur un processus ou un système, ainsi que la meilleure précision possible sur la modélisation des résultats. Notre choix pour cette technique est justifié parce que la MPE nous propose un nombre minimum d'essais, ce qui réduit le coût des expérimentations lors de la conception de nouveaux produits [35].

II.2.2 Notion d'espace expérimental :

Un expérimentateur qui lance une étude s'intéresse à une grandeur qu'il mesure à chaque essai. Cette grandeur s'appelle la réponse, c'est la grandeur d'intérêt. La valeur de cette grandeur dépend de plusieurs variables. Au lieu du terme «variable» on utilisera le mot facteur. La réponse dépend donc de un ou de plusieurs facteurs. Le premier facteur peut être représenté par un axe gradué et orienté [36] (Figure II-2). La valeur donnée à un facteur pour réaliser un essai est appelée niveau. Lorsqu'on

étudie l'influence d'un facteur, en général, on limite ses variations entre deux bornes. La borne inférieure est le niveau bas. La borne supérieure est le niveau haut.

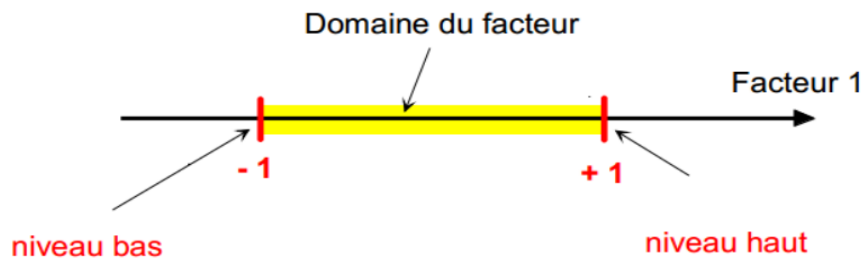


Figure II.2 : Domaine du facteur [36]

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. On a l'habitude de noter le niveau bas par -1 et le niveau haut par $+1$. S'il y a un second facteur, il est représenté, lui aussi, par un axe gradué et orienté.

On définit, comme pour le premier facteur, son niveau haut, son niveau bas et son domaine de variation. Ce second axe est disposé orthogonalement au premier. On obtient ainsi un repère cartésien qui définit un espace euclidien à deux dimensions. Cet espace est appelé l'espace expérimental (Figure II-3) [36].

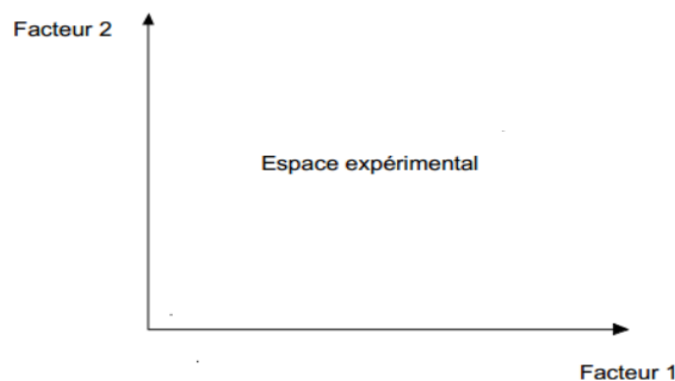


Figure II.3 : Espace expérimental [36]

Le niveau x_1 du facteur 1 et le niveau x_2 du facteur 2 peuvent être considérés comme les coordonnées d'un point de l'espace expérimental (Figure II-4). Une expérience donnée est alors représentée par un point dans ce système d'axes. Un plan d'expérience est représenté par un ensemble de points expérimentaux [36].

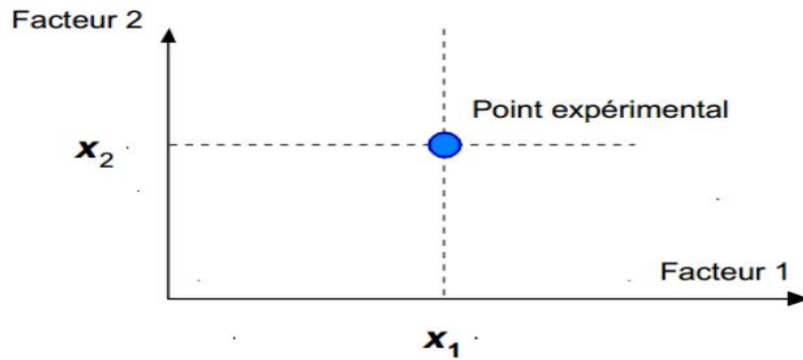


Figure II.4 : Les points expérimentaux [36]

Le regroupement des domaines des facteurs définit le domaine d'étude. Ce domaine d'étude est la zone de l'espace expérimental choisi par l'expérimentateur pour faire ses essais. Une étude, c'est-à-dire plusieurs expériences bien définies, est représentée par des points répartis dans le domaine d'étude (Figure II-5).

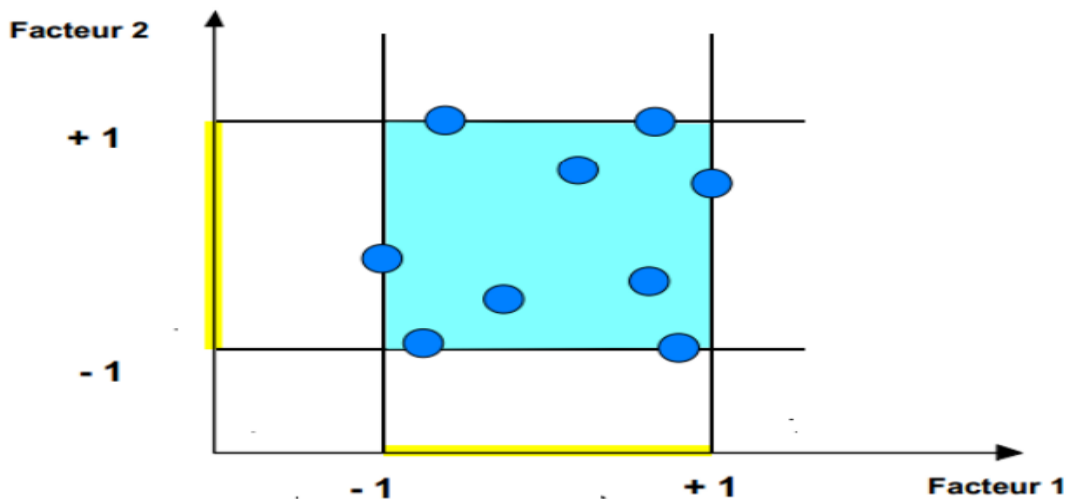


Figure II.5 : Domaine d'étude [36]

Les définitions qui ont été données s'appliquent bien aux variables continues. Mais il existe d'autres types de variables. Il y a les variables discrètes comme par exemple des personnes. On peut encore parler d'espace expérimental, mais il n'aura pas les mêmes propriétés que l'espace des variables continues. Il y a également les grandeurs ordonnables comme, par exemple, des distances qui peuvent être courtes, moyennes et longues. Là aussi, la notion d'espace expérimental existe toujours, mais cet espace possède des propriétés différentes des deux premiers.

II.2.3 Notion de surface de réponse :

Les niveaux x_i représentent les coordonnées d'un point expérimental et y est la valeur de la réponse en ce point. On définit un axe orthogonal à l'espace expérimental et on l'attribue à la réponse. La représentation géométrique du plan d'expériences et de la réponse nécessite un espace ayant une dimension de plus que l'espace expérimental. Un plan à deux facteurs utilise un espace à trois dimensions pour être représenté : une dimension pour la réponse, deux dimensions pour les facteurs [36].

A chaque point du domaine d'étude correspond une réponse. A l'ensemble de tous les points du domaine d'étude correspond un ensemble de réponses qui se localisent sur une surface appelée la surface de réponse (Figure II-6) [37].

Le nombre et de l'emplacement des points d'expériences est le problème fondamental des plans d'expériences. On cherche à obtenir la meilleure précision possible sur la surface de réponse tout en limitant le nombre d'expériences.

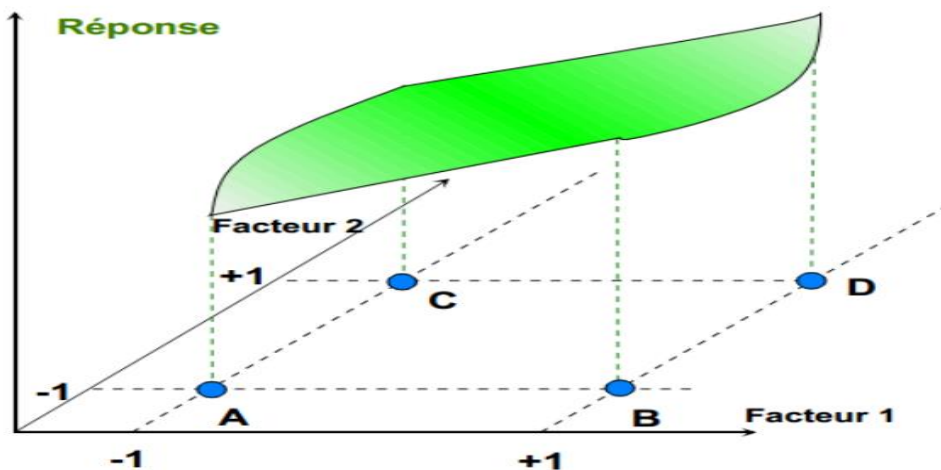


Figure II.6 : Surfaces de réponse [37]

II.3. La méthodologie des surfaces de réponse :

II.3.1 Concept de surface de réponse :

Lorsqu'on réalise une étude expérimentale (ou des simulations numériques), d'un phénomène ou d'un procédé, on la caractérise par des réponses dont on suit les variations en fonction de divers paramètres (facteurs) influents. La réponse d'un système mécanique à des variables aléatoires peut

être obtenue par des modèles physiques successifs (appelée surface de réponse physique), ou par ajustement d'une fonction mathématique (appelée surface de réponse analytique), en général de forme polynomiale, sur une base de données [38].

II.3.2 La méthodologie des surfaces de réponse :

Dans le processus d'optimisation on cherche à améliorer le comportement d'un système ou d'un processus, dans un domaine expérimental bien défini, influencé par une ou plusieurs variables. La méthodologie des surfaces de réponse est une collection de stratégies expérimentales de méthodes mathématiques et statistiques qui permet à un expérimentateur de choisir la meilleure des combinaisons des niveaux des paramètres qui optimisent un processus. Elle permet de trouver d'une façon empirique mais économique le lien qui existe entre les paramètres (les facteurs) d'un processus ou d'un système et les caractéristiques de qualité (les réponses) recherchées par l'expérimentateur [36].

L'objectif d'une telle méthodologie est de :

- Déterminer les conditions de fonctionnement optimales pour un système ou un processus ;
- Déterminer une région de l'espace des facteurs dans laquelle des caractéristiques de fonctionnement (les réponses) sont satisfaites ;
- Modéliser et analyser un processus pour lequel la réponse est influencée par plusieurs variables ;
- Etablir un rapport (équation de la surface de réponse) entre la réponse et les variables indépendantes qui est dans la plupart des cas inconnus [36].

II.3.3 Historique de la méthode des surfaces de réponse :

La Méthode des Surfaces de Réponse (M.S.R) s'est développée dans différents domaines scientifiques, citons en particulier : la biologie, la chimie, les sciences humaines et l'agronomie. La construction des courbes de croissance en biologie animale et végétale, l'étude de fertilisation des sols et l'agronomie, durant les années 30, sont les premiers domaines dans lesquels l'approche des surfaces de réponse a été utilisée. Au cours des années 50 les chimistes Box et Wilson ont développé le concept de surface de réponse en s'appuyant sur les techniques de régression analytique et la conduite d'expériences. Le choix des variables stimuli et l'affectation de leur poids relatif étaient des

points essentiels dans la méthodologie M.S.R durant cette période et elle a été enrichie par la définition des périodes d'observation et les calculs d'erreurs. L'objectif commun est de chercher la meilleure fonction pour transférer les variabilités d'un ensemble de variables stimuli afin de représenter les variations d'une réponse comme la taille d'un individu, la puissance d'un appareil électrique, le déplacement d'un point . . . etc. La construction des fonctions de réponse de type analytique, sous certaines conditions de régularité est essentiellement basée sur des formes polynômiales. De nombreux modèles potentiels sont apparus durant les dernières décennies, et le modèle de référence, qui constitue un apport théorique bien structuré, est le modèle optimal sous contraintes dans le cas de fonctions linéaires. Des modèles non linéaires ont également été développés, un essor particulier étant observé avec le développement des moyens de calcul informatique [39].

Pour le secteur pétrolier offshore, c'est durant les années 80 que les programmes internationaux visant au développement de méthodologies de calcul de fiabilité des ouvrages en mer ont été lancés. Cela a conduit à la réalisation de logiciels de calcul de ces ouvrages, et en particulier R.A.S.O.S (Reliability Analysis of Offshore Structures), A.R.P.E.J (Analyse de la redondance structurale des jackets) et P.R.O.B.A.N (Analyses Probabilistes des Structures) [39].

La méthodologie de surface de réponse est largement utilisée en mécanique probabiliste qui est une extension de l'approche déterministe. Elle est un outil de dimensionnement des structures sollicitées par des chargements aléatoires comme c'est le cas pour les structures marines, où la prise en compte des incertitudes et des aléas en termes de modélisation est nécessaire. La MSR permet une approche rationnelle des études de sensibilité et fournit des outils d'aide à la décision qui intègre le risque structurel et le risque socio-économique. Les questions de sécurité des ouvrages ont été soulevées durant les années 90, la M.S.R étant alors un outil performant pour l'évaluation des risques et la requalification des ouvrages pétroliers [39].

II.3.4 Modélisation mathématique de la réponse :

En l'absence de toute information sur la fonction qui lie la réponse aux facteurs, on se donne a priori une loi d'évolution dont la formulation la plus générale est la suivante :

$$y = f(x_1, x_2, x_3 \dots \dots \dots x_n) \qquad \text{II. 1}$$

Cette fonction est trop générale et il est d'usage d'en prendre un développement limité de Taylor-Mac Laurin, c'est-à-dire une approximation. Si les dérivées peuvent être considérées comme des constantes, le développement précédent prend la forme d'un polynôme de degré plus ou moins élevé :

$$y = a_0 + \sum a_i \cdot x_i + \sum a_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum a_{ii} \cdot x_i^2 \quad \text{II.2}$$

y : grandeur à laquelle s'intéresse l'expérimentateur ; c'est la réponse ou la grandeur d'intérêt

x_i : niveau du facteur i ,

x_j : niveau du facteur j ;

a_0, a_i, a_{ij}, a_{ii} : sont les coefficients du polynôme.

Ce modèle est appelé le modèle à priori ou le modèle postulé. Les modèles établis sont des modèles de prévision valables dans le domaine d'étude, domaine que l'on doit toujours préciser. Ce ne sont pas des modèles théoriques basés sur des lois physico-chimiques ou mécaniques. Dans quelques rares cas, il est possible d'utiliser des lois physiques théoriques connues [36].

II.4 Les plans d'expériences :

II.4.1 Plans factoriels :

Pour des plans factoriels à k facteurs à deux niveaux, la théorie des plans d'expériences vient d'être appliquée aux plans factoriels complets à deux niveaux. Les principes restent les mêmes si on augmente le nombre de facteurs. Les coefficients du modèle sont la réponse au centre du domaine expérimental, les effets principaux, les interactions d'ordre 2, les interactions d'ordre 3, etc., l'interaction d'ordre k .

Un plan comportant k facteurs à deux niveaux est noté 2^k :

- le k en exposant signifie qu'il y'a k facteurs étudiés.
- le 2 indique le nombre de niveaux par facteur.

On remarquera que cette notation indique également le nombre d'essais à faire. Ce nombre devient rapidement très important. Pour seulement 7 facteurs, il faudrait exécuter 128 essais. Pour diminuer

le nombre des essais, en conservant la possibilité d'étudier tous les facteurs, il faut introduire les plans factoriels fractionnaires à deux niveaux [40].

II.4.2 Plans factoriels fractionnaires :

Les plans factoriels fractionnaires sont des plans factoriels qui permettent d'étudier tous les facteurs, mais dont le nombre d'essais est réduit par rapport aux plans factoriels complets.

Un plan factoriel fractionnaire a 2 fois moins ou 4 fois moins ou $2q$ fois moins d'essais que le factoriel complet correspondant [39].

Pour k facteurs prenant 2 niveaux le plan complet est noté 2^k .

Le plan fractionnaire, moitié du plan complet, a 2^{k-1} essais.

On peut donner une signification à chaque caractère de cette notation :

- le k signifie qu'il y a k facteurs étudiés ;
- le 2 signifie que chaque facteur prend 2 niveaux ;
- le 1 signifie que le nombre d'essais du plan a été divisé par 2.

Un plan 2^{5-2} permet d'étudier cinq facteurs prenant chacun 2 niveaux en 8 essais. Le plan complet a été divisé par $2^2 = 4$.

II.4.3 Plans de Taguchi :

La méthode de Taguchi vise à combiner un ensemble de techniques pour obtenir des améliorations rapides de la qualité et des coûts de production. Elle vient enrichir les méthodes de plans d'expériences en apportant une amélioration considérable aux plans factoriels complets et fractionnaires. Et elle vise essentiellement à simplifier la mise en œuvre des plans d'expériences. Les noms des plans ont également été traduits. Le plan 2^3 est la table L8 et le plan 2^4 est la table L16. Le plan à 12 essais est appelé table L12.

Le tableau suivant (Tableau II-1) affiche le plan de Taguchi L8 (27) (répertoire orthogonal). L8 signifie 8 essais. 27 signifie 7 facteurs ayant chacun 2 niveaux. Si le plan factoriel complet était utilisé, il aurait $2^7 = 128$ essais. Le répertoire L8 (27) requiert uniquement 8 essais, soit uniquement une fraction du plan factoriel complet. Ce répertoire est orthogonal ; les niveaux des facteurs sont

également pondérés dans la totalité du plan. Les colonnes du tableau représentent les facteurs de contrôle, ses lignes représentent les essais (combinaison de niveaux de facteurs) et chaque cellule du tableau représente le niveau de facteur pour cet essai [41].

Tableau II.1 :Tableau de Taguchi pour L8

	A	B	C	D	E	F	G
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2

II.4.4 Les plans de surface de réponse :

Les plans du second degré ou plans pour surfaces de réponse permettent d'établir des modèles mathématiques du second degré.

Ils sont utilisés pour les variables continues.

Pour deux facteurs:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_{12}x_1x_2 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + e \quad \text{II.3}$$

Pour trois facteurs:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_{12}x_1x_2 + a_{13}x_1x_3 + a_{23}x_2x_3 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{33}x_3^2 + e \quad \text{II.4}$$

Il existe plusieurs types de plans du second degré.

Parmi ces plans, les plus courants sont les plans factoriels, les plans de Box-Behnken et composites centrés qui sont faciles à générer et les plans de Doehlert aussi.

II.4.4.1 Les plans composites :

Les plans composites se prêtent bien au déroulement séquentiel d'une étude. La première partie de l'étude est un plan factoriel complet ou fractionnaire complété par des points au centre pour vérifier la validité du modèle. Si les tests de validation sont positifs (la réponse mesurée au centre du domaine est statistiquement égale à la réponse calculée au même point), l'étude s'achève le plus souvent, mais s'ils sont négatifs, on entreprend des essais supplémentaires pour établir un modèle du second degré [42] .

Les essais supplémentaires sont représentés par des points d'expériences situés sur les axes de coordonnées et par de nouveaux points centraux. Les points situés sur les axes de coordonnées sont appelés les points en étoile. Les plans composites présentent donc trois parties (Figure II.7):

- Le plan factoriel : C'est un plan factoriel complet ou fractionnaire à deux niveaux par facteurs. Les points expérimentaux sont aux sommets du domaine d'étude.
- Le plan en étoile : Les points du plan en étoile sont sur les axes et ils sont, en général, tous situés à la même distance du centre du domaine d'étude.
- Les points au centre du domaine d'étude. On prévoit toujours des points expérimentaux situés au centre du domaine d'étude, et cela aussi bien pour les plans factoriels que pour les plans en étoile.

Le nombre total n d'essais à réaliser est la somme des essais du plan factoriel (n_f), des essais du plan en étoile (n_α) et des essais au centre (n_0). Le nombre n des essais d'un plan composite est donné par la relation : $n = n_f + n_\alpha + n_0$.

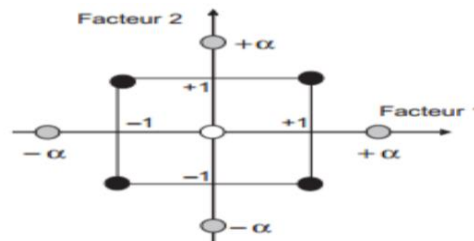


Figure II.7 : Plan composite pour l'étude de deux facteurs [42]

Le nombre de niveaux est 5 pour chacun des facteurs et seulement 3 lorsque l'on a un plan composite à faces centrées.

II.4.4.2 Le plan de Box-Behnken

Box et Behnken ont proposé en 1960 ces plans qui permettent d'établir directement des modèles du second degré. Tous les facteurs ont trois niveaux : -1 , 0 et $+1$. Ces plans sont faciles à mettre en œuvre et possèdent la propriété de séquentialité. On peut entreprendre l'étude des k premiers facteurs en se réservant la possibilité d'en ajouter de nouveaux sans perdre les résultats des essais déjà effectués.

Le plan de Box-Behnken pour trois facteurs est construit sur un cube. Pour quatre facteurs ce plan est construit sur un hyper cube à quatre dimensions. On place les points expérimentaux non pas aux sommets du cube ou de l'hyper cube, mais au milieu des arêtes ou au centre des faces (carrés) ou au centre des cubes. Cette disposition a pour conséquence de répartir tous les points expérimentaux à égale distance du centre du domaine d'étude, donc sur une sphère ou sur une hyper sphère suivant le nombre de dimensions. On ajoute des points au centre du domaine d'étude.

Le plan de Box-Behnken pour trois facteurs est illustré par la figure II-8. Le cube possède 12 arêtes. On a l'habitude d'ajouter des points d'expériences au centre du domaine d'étude, en général trois. Le plan de Box-Behnken pour 3 facteurs possède donc $12 + 3$ essais, soit 15 essais. On pourra remarquer qu'avec 4 points au centre au lieu de 3, on obtient un plan qui répond au critère de presque-orthogonalité [42].

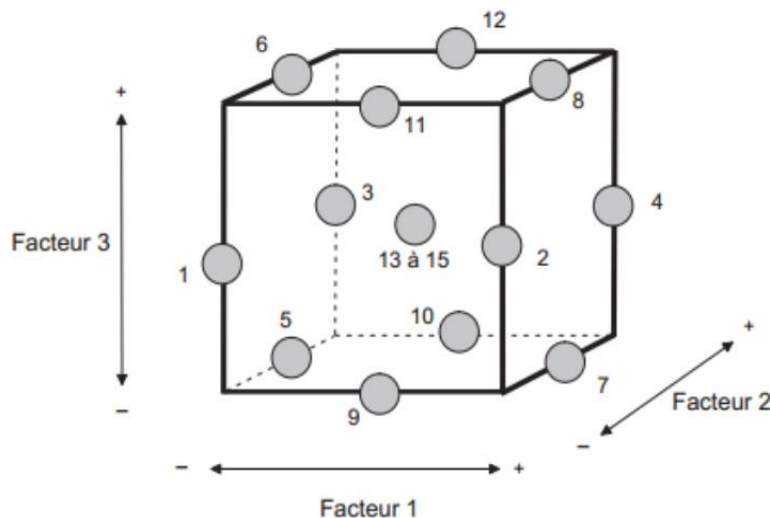


Figure II.8 : Illustration du plan de Box-Behnken pour trois facteur [42]

II.5 Analyse des résultats :

II.5.1 Analyse de variance :

Lorsque le nombre de moyens est supérieur à deux, on utilise l'analyse de la variance (ANOVA). Cette méthode a aussi de nombreuses autres applications. Elle a été développée par R. Fisher. Ce statisticien travaillait dans un laboratoire statistique qui faisait des analyses pour des recherches en agriculture. On essayait différents types d'engrais pour analyser les effets sur le rendement des cultures. Or, le rendement était influencé aussi par d'autres facteurs tels que la qualité du sol, la température, etc. il fallait analyser les effets des engrais dans ce contexte ou d'autres facteurs influencent le résultat final. Fisher propose alors une méthode basée sur l'analyse de la variance [43].

II.5.2 Le logiciel d'analyse de variance «Design Expert» :

Design Expert est un logiciel d'analyse statistique pour Windows. Il utilise une interface de tableur style et peut exécuter un large éventail d'analyses uni variée et multi variée, y compris celui d'analyse de variance (ANOVA). L'analyse de la variance est une méthode statistique utilisée pour comparer les moyennes de trois ou plusieurs groupes de données. A partir du Design Expert, cette analyse peut être exécuté par le biais de l'interface utilisateur graphique [43].

II.5.3 Présentation de l'analyse de la variance :

Les logiciels, et même les tableurs, ont des programmes qui construisent les tableaux d'analyse de la variance. Les plus simples de ces tableaux comportent 5 colonnes (source de variation, somme des carrés, degrés de liberté, carré moyen et statistique de Fisher) et 4 lignes (titres, modèle corrigé de la moyenne, résidus et réponses mesurées corrigées de la moyenne) comme présentés au tableau II-2. La première colonne indique les sources de variation. On y trouve le modèle, les résidus et les réponses mesurées. La deuxième colonne donne les sommes des carrés des écarts à la moyenne. On remarque que la somme des carrés des réponses mesurées (corrigées de la moyenne) est égale à la somme des deux autres sommes de carrés. La troisième colonne indique les degrés de liberté (ddl) de chaque somme de carrés.

On remarque également que la somme des ddl du modèle et des résidus est égale aux ddl des réponses mesurées. Les carrés moyens de la quatrième colonne sont les sommes des carrés divisées par les ddl. On notera que la racine carrée du carré moyen des résidus sert à calculer l'étalon

permettant de tester les coefficients. C'est donc une statistique très importante. Enfin, la cinquième colonne indique le F de Fisher qui est le rapport du carré moyen du modèle à celui des résidus. Ce rapport permet de calculer la probabilité que ces deux carrés ne soient pas égaux. En d'autres termes, si le F de Fisher est élevé (faible probabilité que le modèle soit celui de la moyenne), les variations des réponses mesurées sont bien dues aux variations des facteurs. Si le F de Fisher est proche de 1 (forte probabilité que le modèle soit celui de la moyenne), les variations des réponses mesurées sont comparables à celles des résidus.

Tableau II.2: Tableau de variance.[26]

Source des variations	Somme des carrés	DDL	Carré moyen	Fisher
Modèle corrigé du moyen	965,30	10	96,530	46,3196
Résidus	10,42	5	2,084	Prob F 0.0003
Réponses mesurées corrigées du moyen	975,72	15		

II.5.4 Coefficient de détermination R² :

L'analyse de la variance permet de calculer une statistique très utile : Le R² ou R carré. Cette statistique est le rapport de la somme des carrés des réponses calculées (corrigées de la moyenne) à la somme des carrés des réponses mesurées (corrigées de la moyenne) [43] :

$$R^2 = \frac{\text{Somme des carrés des réponses calculées corrigée de la moyenne}}{\text{Somme des carrés des réponses mesurées corrigée de la moyenne}}$$

Si le modèle permet de retrouver exactement la valeur des réponses mesurées, la somme des carrés des réponses calculées est égale à la somme des carrés des réponses mesurées. Le R² est égal à 1.

Si le modèle fournit des réponses calculées égales à la moyenne, la somme des carrés des réponses calculées est égale à 0. Le R² est égal à 0. On dit que le modèle n'a pas de puissance d'explication.

Le R² est donc une mesure de la qualité du modèle. S'il est égal à 1, le modèle permet de retrouver la valeur des réponses mesurées. S'il est égal à 0, le modèle n'en dit pas plus que la moyenne des réponses. Dans la pratique, il est difficile d'indiquer la valeur d'un bon R² car les valeurs varient beaucoup d'une discipline à l'autre.

Par exemple, un R^2 de 0,8 peut être considéré comme mauvais par un ingénieur et un R^2 de 0,3 peut être vu comme bon par un psychologue.

Le R^2 joue véritablement son rôle d'indicateur de la qualité du modèle à condition que les résidus ne soient pas nuls. Si les résidus sont nuls, le R^2 est égal à 1 quelle que soit la qualité du modèle. On observe un tel cas lorsqu'il n'y a pas de degrés de liberté. Le R^2 est donc un bon indicateur de la qualité du modèle s'il y a plus de points expérimentaux [43].

II.6 Conclusion :

Ce chapitre est consacré essentiellement à l'explication du concept de la modélisation par surface de réponse et la méthodologie des plans d'expériences qui ont comme objectif de minimiser le nombre d'essais. Par ailleurs, il convient de mentionner que le traitement et l'analyse de la variance des résultats expérimentaux se fait par utilisation du logiciel Design Expert.

Chapitre III :

ÉTUDE EXPERIMENTALE

III.1.Introduction :

Dans ce travail, on s'intéresse plus particulièrement aux effets de l'association de la pollution solide des lubrifiants et d'un défaut d'alignement sur la dégradation des contacts mécaniques. Pour bien aborder la thématique choisie, il convient d'établir un contexte d'étude. Tout d'abord, nous abordons le phénomène de la pollution solide des lubrifiants (origines, natures, types et principaux travaux). Par la suite, nous présentons une étude théorique du mésalignement. Enfin, une description détaillée de la procédure expérimentale suivie pour la réalisation des essais planifiés (outils expérimentaux, appareils de mesure, étalonnage,...etc.) a été exposée.

III.2. Pollution solide des lubrifiants:

➤ Origines et nature :

Un polluant est une substance non désirée qui peut conduire à la détérioration d'éléments machines. Afin de bien comprendre le rôle que joue la pollution solide des lubrifiants dans les contacts EHD, il est important d'identifier l'origine, la nature et la forme des polluants. [44]

La pollution peut être liquide, gazeuse ou solide. Notre étude est principalement basée sur la pollution solide des lubrifiants.

Elle a diverses origines. Il s'agit de la pollution :

- Présente dans une huile neuve.
- Due à la fabrication. Lors des usinages, il arrive que des copeaux ou encore des particules issues des outils coupants ou des meules de rectification restent dans le mécanisme.
- Produite lors du fonctionnement : parfois des particules d'usure se forment au cours du fonctionnement du mécanisme. On peut noter également une pollution due à l'oxydation et à la décomposition du lubrifiant.

- Issue de l'environnement. Cela peut être causée par une mauvaise étanchéité, des filtres automobiles de tailles de 40 μm , n'éliminent pas toutes les particules par exemple.
- Durant les opérations de maintenance, des particules peuvent pénétrer dans le contact. Cela se produit lors des démontages et remontages des pièces ou lors des pleins et appoints en lubrifiants.

III.3 Types des particules polluantes :

Des études réalisées sur des huiles issues de quelques applications aéronautiques ont montré qu'il y avait une grande diversité de particules polluantes, voir tableau III.1 [44].








Tableau III.1: Types de particules polluantes présentes dans les turbines aéronautiques [44].

Type	Source	Génération
Particules métalliques (Fe, Cu, Al...)	usinage, montage	très importante pour les pièces neuves
	usure, avaries	importante en période de rodage
Carbures (B ₄ C, SiC, ...)	Usinage	faible et limitée aux pièces neuves
Minéral (Si...)	interne : sable de fonderie	faible et limitée aux pièces neuves
	externe : ingestion en fonctionnement ou durant la maintenance	faible à très importante (fonction de l'environnement et du type de moteur)
Oxydes et sulfures métalliques	corrosion de surface, des particules en suspension	tout au long de la vie du mécanisme (fonction de la température et des réactifs chimiques présents dans le lubrifiant)

Ces polluants ont des formes diverses. Hunt [45] dans une étude très intéressante propose de les classer en sept familles. Cette classification est essentiellement basée sur la forme des particules. En effet, elle permettra de déterminer leurs origines.


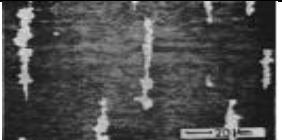
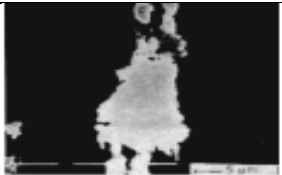


Le Tableau III.2 montre les résultats obtenus par Hunt. On constate, que la taille des particules est prise dans une gamme de 1 μm à environ 2 mm.

Tableau III.2 : Classification des particules polluantes selon la forme [45]

Forme	Schémas	Origine
Sphères		agglomération et fusion de débris métalliques d'usure
Ovoïdes déformés lisses (galets)		poussières (quartz, silice...) issues de l'extérieur
Gros morceaux et pavés		particules métalliques produites par la fatigue des surfaces
plaquettes et écailles		particules métalliques produites lors du rodage ou d'une usure dite normale
boucles, copeaux et lamelles		particules produites lors de l'usinage ou par « labourage » de la surface
rouleaux		particules étant à la fois des copeaux et des écailles
brins et fibres		particules non métalliques en général issues d'une atmosphère polluée

Akl et Kalifha [46, 47] ont également pu déterminer les différents types de particules polluantes présentes dans les huiles. En se basant sur l'analyse des huiles utilisées lors d'essais sur une machine à galets simulant un contact hertzien lubrifié, ont effectué une classification des particules. Ils ont pu ainsi classer les particules en quatre classes correspondant aux périodes de rodage, de fonctionnement normal, de transition et de rupture du mécanisme.

Tableau III.3 : Classification des particules polluantes selon Akl et Kalifha [45.47].

Famille des particules	Photos	Caractéristiques
R		<ul style="list-style-type: none"> - Particules issues du rodage - Dimension jusqu'à 50 μm - Correspond à l'adaptation des Surfaces
N		<ul style="list-style-type: none"> - Particules d'usure par frottement - Dimensions de 5 à 20 μm - Apparition après le rodage
U		<ul style="list-style-type: none"> - Formes plates et sphériques - Dimensions de 25 à 60 μm - Les particules U correspondent à la formation des fissures
\bar{U}		<ul style="list-style-type: none"> - Les particules \bar{U} apparaissent après les U pour des déformations importantes des surfaces accompagnées d'effets thermiques - Les particules U^* indiquent une fissuration plus profonde
U^*		<ul style="list-style-type: none"> - Détermine le début de la transition vers une usure plus sévère et correspond à l'apparition d'avaries
G et S	Particules produites lors du grippage.	

III.4. Polluants solides :

On peut citer trois familles de polluants solides qui sont établies d'après leurs propriétés mécaniques. Il s'agit :

- Des particules fragiles ;
- Des particules céramiques dures ;
- Des particules ductiles.

III.4.1. Les particules fragiles : (tel que le sable)

Les particules de sable sont les plus utilisées pour les essais de pollution dans l'étude de la dégradation des roulements et des engrenages. En effet, elles simulent la pollution issue du milieu extérieur.

III.4.2. Les particules céramiques dures :

Ce sont des carbures tels que : les carbures de bore (B_4C) et les carbures de silicium (SiC). Ces particules peuvent provenir d'outils coupants ou abrasifs. Elles sont obtenues lors de fabrication des roulements, engrenages...etc.

III.4.3. Les particules ductiles : (débris d'usure)

Ce sont des particules métalliques obtenues durant le fonctionnement du mécanisme. Pour des essais de pollution, les poudres M50 sont les plus couramment employées.

III.5. Revue bibliographique :

Dans ces dernières années, le phénomène de la pollution solide de la lubrification a été abordé avec acuité. En effet, il constitue un sujet d'actualité, notamment pour l'évaluation du cycle de vie LCA (**Life Cycle Analysis**) [48].

Kaneta et al. [49, 50, 51] dans les années 80, sont parmi les premiers qui ont étudié l'effet de la contamination sur les contacts mécaniques. Ils ont employé un dispositif bille-plan pour observer le transit d'un indenteur dans un contact EHD. Ils ont indenté la surface de leur bille et ainsi pu suivre la progression de l'indenteur dans le contact et l'effet de ce dernier sur l'épaisseur du film d'huile. Ils montrent par exemple le rôle important que jouent les conditions de fonctionnement. En effet, la présence de glissement conduit à une modification importante de l'épaisseur du film d'huile autour

et au niveau de l'indent. Ils signalent d'ailleurs que cette modification va se traduire par une augmentation des contraintes et donc par une augmentation du risque de fatigue.

D'autres auteurs [52,53] ont cherché à déterminer le rôle de la nature des polluants sur la fatigue des roulements. En effet, ils ont effectué des tests avec divers polluants (SiC, Al₂O₃...) et ont montré que les carbures causent une usure très sévère.

Le phénomène d'indentation et ses effets sur la durée de vie des mécanismes a été bien menée par **Coulon** [54]. Également, **Nikas** [55] a développé un modèle mathématique qui tient compte de l'effet des particules solides sur les contacts EHD.

III.6. Le Mésalignement :

III.6.1. Définition :

Les défauts d'alignement sont des perturbations géométriques qui peuvent avoir un impact significatif sur les performances des contacts mécaniques, en particulier dans les systèmes tribologiques soumis à des charges élevées et à des conditions de lubrification extrêmes, telles que les contacts en régime de lubrification hydrodynamique extrême (EHD). Dans ce contexte, le défaut d'alignement se réfère à une condition où les axes de rotation des composants ne sont pas parfaitement alignés, ce qui peut entraîner des contraintes locales élevées, une usure anormale et une dégradation prématurée des surfaces en contact.

III.6.2. Effets et conséquences du défaut d'alignement :

Les conséquences du mésalignement peuvent être diverses et dépendent du contexte de l'application. Voici quelques principales conséquences:

Distribution non uniforme de la pression et de la charge : Le défaut d'alignement peut entraîner une distribution non uniforme de la pression et de la charge sur les surfaces en contact, ce qui augmente les contraintes locales et favorise l'usure localisée.

Augmentation du frottement et de la chaleur générée : Le désalignement peut provoquer un frottement excessif entre les surfaces en contact, ce qui entraîne une augmentation de la chaleur générée et une réduction de l'efficacité globale du système.

Déformation des composants : Les contraintes induites par le défaut d'alignement peuvent provoquer une déformation élastique ou plastique des composants, ce qui peut compromettre leur intégrité structurelle et leur fonctionnement.

Augmentation de l'usure et de la dégradation des surfaces : Les contraintes locales élevées causées par le désalignement favorisent l'usure abrasive, adhésive et/ou corrosive des surfaces en contact, ce qui entraîne une dégradation prématurée et une réduction de la durée de vie des composants.

Vibrations et bruit : Le désalignement peut provoquer des vibrations indésirables et des bruits, ce qui peut être gênant dans certaines applications et même causer des dommages aux équipements.

Réduction des performances : Dans les systèmes mécaniques nécessitant un alignement précis pour un fonctionnement optimal, le mésalignement peut entraîner une réduction des performances, de la précision et de la fiabilité.

III.6.3 Impact combiné avec la pollution solide des lubrifiants :

Lorsque le défaut d'alignement est combiné avec la présence de particules solides dans le lubrifiant, les effets néfastes peuvent être amplifiés. Les particules solides agissent comme des abrasifs, exacerbant l'usure des surfaces en contact et augmentant le risque de dommages et de défaillances. De plus, la présence de particules solides peut aggraver le phénomène de "trois corps" en favorisant la formation de points de contact locaux à haute pression, ce qui entraîne une dégradation accélérée des surfaces.

III.6.4. Objectif de la modélisation statistique :

L'objectif principal de la modélisation statistique dans ce contexte est de quantifier et de prédire l'effet combiné du défaut d'alignement et de la pollution solide des lubrifiants sur la dégradation des contacts EHD. Cela implique le développement de modèles probabilistes et statistiques qui prennent en compte la variabilité des conditions de fonctionnement, des caractéristiques des matériaux et des paramètres de lubrification pour estimer la probabilité de défaillance et prédire la durée de vie des composants tribologiques. Ces modèles peuvent être utilisés pour optimiser la conception des systèmes, identifier les facteurs de risque et formuler des stratégies de maintenance préventive pour minimiser les effets néfastes du désalignement et de la pollution solide des lubrifiants.

III.6.5. Revue bibliographique :

Depuis ces cinquante dernières années, le mésalignement, que ce soit pour des paliers ou pour des butées, fût un phénomène de plus en plus étudié. La première personne à s'intéresser au mésalignement fut **Fisher** [56] qui, en 1922, avait noté que le mésalignement pouvait entraîner des différences notables dans l'écoulement aux extrémités du palier ainsi qu'un échauffement irrégulier

de celui-ci. Les premières études furent essentiellement expérimentales. Les premiers travaux concernant le problème de mésalignement sont réalisés en 1932 par **Mckee** [57] qui a mesuré les profils de pression dans la direction axiale du palier. **Piggott** [58] s'y intéresse de plus près et montre en 1942 qu'un mésalignement de 0,0002 radian peut réduire la capacité maximale de chargement d'un palier de 40%. En 1949, **Buske** et **Rolli** [59] observent que le mésalignement perturbe la symétrie axiale de la distribution de pression dans le palier.

Dans ces dernières années, le mésalignement a été étudié par plusieurs auteurs. Parmi les sujets relatifs à ce phénomène, on peut citer les travaux suivants :

III.6.5.1. Études expérimentales :

Pendant une dizaine d'années, les travaux sur le mésalignement sont théoriques jusqu'en 1996, où **Qiu** et **Tieu** [60] développent un dispositif expérimental. Celui-ci leur permet de mesurer sur des paliers mésalignés sous charge statique, l'épaisseur du film d'huile, la pression et la température dans le palier. Ils examinent aussi l'excentricité, l'angle de calage et le débit en fonction du nombre de Sommerfeld. Ils s'intéressent ensuite aux caractéristiques dynamiques de ces paliers mésalignés et enfin, analysent les différentes erreurs expérimentales ainsi que les incertitudes des coefficients estimés. Au cours de la même année, une autre étude a été menée par **Prabhu** [61] sur des paliers à trois lobes mésalignés, où le mésalignement est restreint au plan horizontal. Il constate que lorsque celui-ci s'accroît, le coefficient de frottement augmente, l'épaisseur du film d'huile diminue et le coefficient d'amortissement augmente. Il s'intéresse également à la variation de l'amplitude des vibrations du premier au quatrième harmonique en fonction du mésalignement.

Arumugam et **Swarnamani** [62] en 1997, ont analysé les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier circulaire sous l'influence d'un mésalignement horizontal. Ils constatent qu'à mesure que le mésalignement augmente, les caractéristiques dynamiques se modifient aussi bien pour le palier circulaire que pour le palier à trois lobes. Ils étudient également les vibrations ainsi que les coefficients de raideur ; ces derniers augmentent lorsque le mésalignement est colinéaire à la charge appliquée (mésalignement de torsion) et diminuent lorsqu'il est perpendiculaire à la charge appliquée (mésalignement axial). Pour les coefficients d'amortissement, ils notent une augmentation quelle que soit la direction du mésalignement. **Huber**, **Strzelcki** et **Steinhilper** [63] réalisent en 1998 une étude expérimentale et théorique sur un palier circulaire mésaligné en chargement statique. Ils recueillent

des données sur les caractéristiques statiques du palier lorsqu'il est mésaligné, afin de pouvoir les comparer aux résultats théoriques.

Lors du Leeds-Lyon Symposium en septembre 1999, **Ono et Hayashi** [64] présentent une étude expérimentale et théorique sur les effets d'un contact dans un palier de moteur réalisé dans différents alliages de métaux. Ils analysent la fatigue des matériaux et la formation de fissures lorsqu'un contact apparaît lors d'un mésalignement. Ils concluent que la pression à laquelle apparaît la fissure diminue lorsque le degré de mésalignement augmente. **Hu et al.** [65] ont développé un dispositif expérimental qui permet d'appliquer un mésalignement sur un arbre supporté par trois paliers. Ils s'intéressent principalement à la stabilité des paliers, aux vibrations et aux coefficients dynamiques. Récemment, **Patel et Gupta** [66] ont mené une étude expérimentale approfondie pour évaluer l'impact spécifique du mésalignement sur la performance des joints mécaniques. Leur recherche a fourni des données empiriques précieuses sur la manière dont le mésalignement influence la résistance, l'étanchéité et d'autres propriétés importantes des joints mécaniques. L'étude de **Wang et Li** [67] explore l'impact du mésalignement sur les roulements à billes. Les auteurs ont mené des analyses expérimentales et ont utilisé la modélisation statistique pour comprendre comment le mésalignement affecte le comportement des roulements à billes.

III.6.5.2 Études théoriques :

Guha [68] présente une étude sur un palier mésaligné incluant le phénomène de rugosité. Il étudie les deux types de mésalignement, axial et de torsion. Il compare et analyse l'influence de la rugosité et du degré de mésalignement sur la capacité de charge, l'angle de calage, le débit axial et le coefficient de frottement. **Yang et Jeng** [69] présentent une étude des effets du mésalignement sur des vérins hydrauliques. Ils analysent l'effet du mésalignement dans une étude THD sur les performances du palier comme la pression, la température ou encore la capacité de charge et le coefficient de frottement.

Pierre et al. [70] comparent des résultats expérimentaux avec des résultats théoriques obtenus à partir d'une modélisation THD tridimensionnelle d'un palier mésaligné. Ils concluent qu'aux incertitudes expérimentales près, le modèle donne une très bonne estimation des performances du palier mésaligné fonctionnant en régime établi. Récemment, **Das et al.** [71] présentent une étude des paliers mésalignés fonctionnant avec un fluide non newtonien et le compare avec un fluide Newtonien.

Les travaux de Smith et Jones [72] se sont concentrés sur une analyse exhaustive du mésalignement des contacts mécaniques en examinant la littérature existante. Ils ont synthétisé les connaissances sur ce sujet en identifiant les principaux facteurs contribuant au mésalignement et en explorant ses implications sur les performances des systèmes mécaniques. Dans leur étude publiée, Brown et Wilson [73] ont adopté une approche analytique et numérique pour modéliser le mésalignement dans les contacts mécaniques. Leur recherche a permis de développer des outils de simulation sophistiqués pour prédire le comportement des systèmes mécaniques soumis à des conditions de mésalignement. Zhang et Wang [74] ont utilisé la méthode des éléments finis pour examiner les effets du mésalignement sur la durabilité des contacts mécaniques. Leur recherche a fourni des informations précieuses sur la manière dont le mésalignement peut influencer la résistance à l'usure et la durée de vie des composants mécaniques. Chen et Liu [75] ont proposé une approche basée sur la théorie des tolérances pour optimiser la conception des systèmes mécaniques afin de minimiser les effets du mésalignement. Cette étude donne les principales bases d'une méthodologie de conception innovante visant à atténuer les conséquences néfastes du mésalignement sur les performances des systèmes mécaniques. L'étude de Kumar et Singh [76] explore l'effet du mésalignement sur les performances des engrenages en utilisant une approche basée sur la simulation numérique. Les auteurs ont étudié comment le mésalignement impacte le fonctionnement des engrenages et leur durabilité. L'étude réalisée par Li et Zhang [77] a été concentré sur la modélisation probabiliste du mésalignement dans les assemblages mécaniques par utilisation de la méthode des éléments finis. Cette étude examine comment les variations aléatoires du mésalignement influencent le comportement des assemblages mécaniques. Les travaux de recherche menés par Yang et Wu [78] analysent, à l'aide d'une approche de simulation Monte Carlo, la fiabilité des systèmes de transmission mécanique en tenant compte du mésalignement. Les auteurs ont évalué comment le mésalignement affecte la fiabilité des systèmes de transmission mécanique.

En conclusion, la plupart des études faites sur le mésalignement sont purement théoriques et peu de travaux présentent un aspect expérimental donnant suffisamment d'informations. Mais toutes ces études font apparaître que le mésalignement modifie les caractéristiques des paliers tel que le champ de pression, l'épaisseur du film d'huile et l'excentricité, ce qui conduit à la réduction de la capacité de chargement du palier. Les performances d'un palier sont également affectées par le phénomène d'usure.

III.7. Outils expérimentaux :

III.7.1. Dispositif expérimental :

Les essais sont réalisés sur un banc d'essai original où sont montés en contact deux roues cylindriques (contact entre roulement et une éprouvette cylindrique) comme le montre le schéma ci-dessous (Figure III.1).

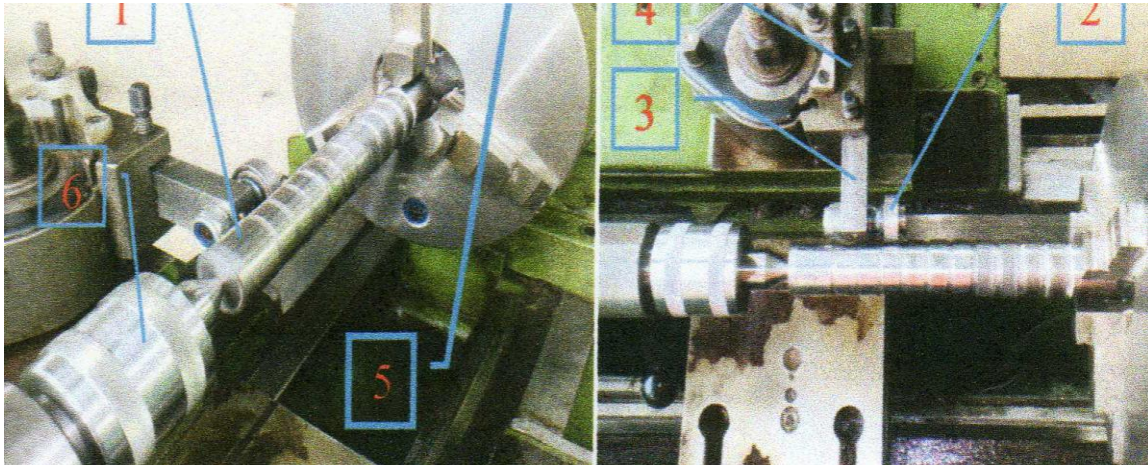


Figure III.1 : Dispositif d'essai.

Le dispositif expérimental utilisé se compose des éléments suivants :

1. Éprouvette ;
2. Roulement ;
3. Dispositif du maintien du roulement ;
4. Tourelle ;
5. Mandrin ;
6. Pointe tournante ;
7. Compateur.

III.7.2. Matériels utilisés :

Afin de réaliser les expériences dans de bonnes conditions, on utilise le matériel suivant :

- Des roulements ;
- Éprouvette cylindrique (pièce en acier C45) ;
- Huile SAE90 ;
- Compateur ;

- Des charges ;
- Un tour ;
- Du sable filtré à 63 et 125 microns ;
- Du sable de forte granulométrie ;
- Un thermocouple infrarouge (pour la mesure des températures) ;
- Un pied à coulisse à lecture digitale pour mesurer la perte de côte ;
- Un vibromètre (pour la mesure des niveaux vibratoires).

III.7.3. Consommables :

Cette partie a pour objectif de présenter les différents éléments nécessaires pour réaliser les essais. Il s'agit bien évidemment des éprouvettes d'essais, du lubrifiant et des particules solides polluantes (sable).

III.7.4. Les éprouvettes d'essai :

Les éprouvettes sont de type cylindrique en acier C45. Chaque éprouvette contient onze bandes de longueur 12 mm chacune. Ces bandes sont séparés entre elles par de petites gorges de 2 mm de profondeur et de 5 mm de longueur (Figure III.2).

Les éprouvettes en question sont usinées sur un tour à charioter et à fileter.

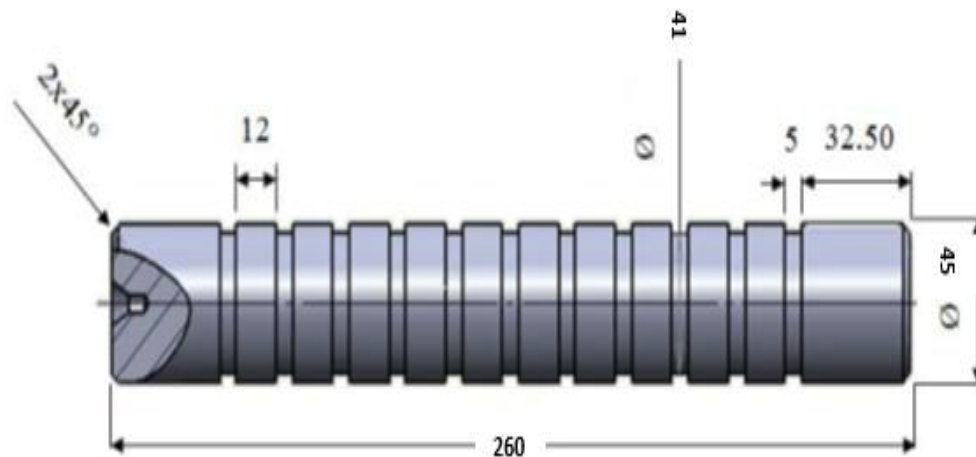


Figure III.2 : Epreuve.

Les principales caractéristiques mécaniques des éprouvettes en acier C45 sont données par le Tableau III.4:

Tableau III.4 :Caractéristiques mécaniques des éprouvettes.

	R_e (N/mm ²)	R_m (N/mm ²)	$A\%$ (mm)	H_v
C45	375	680	17	224

- R_m (N/mm²): Elle représente la charge de rupture.
- R_e (N/mm²): Elle représente la limite élastique.
- $A\%$ (mm) : Elle représente l'allongement.
- H_v : Elle représente la dureté Vickers.

III.7.5. Les roulements :

Les roulements utilisés durant les essais planifiés sont à une seule rangée de bille de type 6202 2RS, dont les caractéristiques dimensionnelles sont :

- diamètre de la bague extérieur : D=35mm
- diamètre de la bague intérieur : d=15mm
- largeur : L=11mm
- La dureté superficielle de type Rockwell du roulement est : HRC=60.



Figure III.3: Roulement.

III.7.6. Dispositif de maintien :

Le dispositif de maintien du roulement en contact avec l'éprouvette cylindrique possède deux supports, comme il est bien montré sur la Figure III.1. Ce dispositif est monté à la place de l'outil de coupe sur la tourelle de tel sorte que les axes du roulement et de l'éprouvette cylindrique soient parallèles et confondus.

III.7.7. Le lubrifiant :

Le lubrifiant utilisé pour les essais est une huile extrême pression de type SAE90. C'est une huile mono-grade épaisse qualifiée pour la lubrification des engrenages et roulements. Elle a une viscosité dynamique $\mu_0 = 0.033 Pa.s$ à $T_0 = 40^\circ C$ et un coefficient de piezo-viscosité $\alpha_{p-v} = 18.2 * 10^{-9} Pa^{-1}$.

III.7.8. Le polluant :

Le polluant utilisé est une poussière de sable du Sahara filtrée à $63\mu m$ et $125\mu m$, il simule la pollution issue du milieu extérieur. Il a été analysé chimiquement. Les résultats de cette analyse sont présentés par la Figure III.4. Elles montrent que les particules sont essentiellement constituées de quartz avec 90%, connu par sa dureté, sa fragilité.

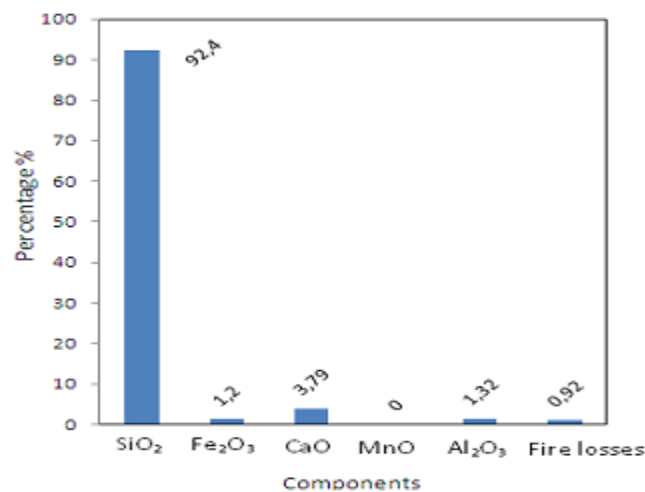


Figure III.4 : Composition chimique du sable [39].

III.7.9. Les appareils de mesure :

Dans ce travail de recherche, une attention particulière a été dédiée à la mesure de la température du contact, l'usure et la régosité sous l'effet combiné de la pollution solide des lubrifiants et du mésalignement. Pour ce faire, on a utilisé les instruments suivants :

III.7.9.1. Mesure de la température de contact (Thermocouple) :

Les températures au niveau du point de contact entre les deux roues cylindriques pour un fonctionnement sous différentes vitesses (250, 500, 710 et 1000) tr/min et une charge constante de

l'ordre de 180N sont évaluées à l'aide d'un thermocouple infrarouge (Figure III.5). Ces mesures ont été effectuées pour les cas suivants :

- Contact sec (roulement-éprouvette).
- Contact lubrifié par une huile SAE 90 non polluée.
- Contact lubrifié par une huile SAE 90 polluée (on utilise comme polluant du sable filtrée à 63 μ m).
- Contact lubrifié par une huile SAE 90 polluée (on utilise comme polluant du sable filtrée à 125 μ m).



Figure III.5 : Thermocouple.

III.7.9.2. Mesure de l'usure (Pied à coulisse):

Un pied à coulisse est un instrument de mesure des longueurs, composé de deux parties coulissantes l'une sur l'autre : une règle fixe graduée, munie d'une tête comportant une face plate correspondant à la position de référence 0, et un curseur, muni d'une tête présentant une surface plate en opposition avec la référence (Figure III.6). Cet instrument est destiné à la mesure de la perte de côte (usure diamétrale des éprouvettes cylindriques) au cours du temps.



Figure III.6 : Pied à coulisse.

III.7.9.3 Mesure de la rugosité

La mesure des états de surface peut être réalisée à l'aide de plusieurs méthodes :

- Par comparaison (échantillons Viso-tactile) ;
- Par mesure (appareils électroniques à capteurs ou appareils optiques).

Dans cette étude, on utilise un rugosimètre à palpeur mécanique tel que schématisé par la Figure III.7. Cet instrument est utilisé pour mesurer les paramètres de rugosité de surface (R_a , R_t et R_z).



Figure III.7 : Régosimètre.

III.8 PROCEDURE EXPERIMENTALE :

III.8.1 Déroulement des essais :

Avant chaque essai, le bac placé au-dessous du dispositif expérimental est nettoyé. Ce bac est principalement utilisé pour récupérer l'huile après son passage dans le contact.

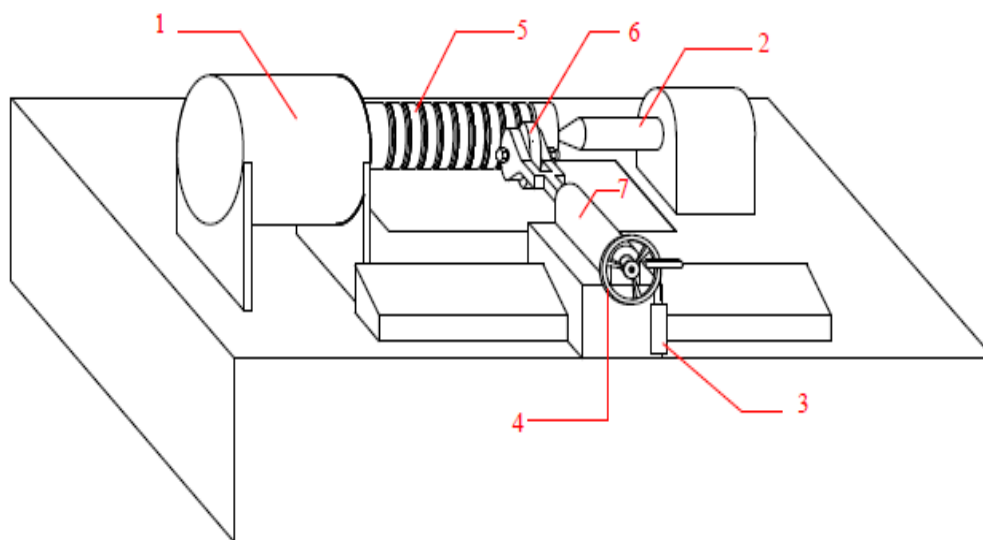
Les surfaces en contact des échantillons sont préparées en s'assurant qu'elles sont propres, exemptes de contaminants et préalablement usinées selon les spécifications requises.

L'éprouvette contenant les bandes est montée sur la broche de la machine de tournage. L'entraînement en rotation de l'éprouvette est assuré par le moteur électrique de la machine de tournage. Le roulement est mis alors en rotation sous l'action de l'éprouvette cylindrique.

Choix des conditions de fonctionnement : Les paramètres opérationnels tels que la vitesse de rotation, la charge appliquée, le type de lubrification, la présence ou l'absence de pollution solide sont déterminés pour reproduire les conditions réelles de fonctionnement.

III.8.2 Banc d'essai et matériel utilisé :

Des expériences tribologiques ont été réalisées sur un banc d'essai original reproduisant ainsi les véritables conditions de fonctionnement des roulements ou des engrenages. Comme représenté sur la Figure III.8, l'appareil utilisé reproduit le contact entre un disque en acier (roulement) et une éprouvette cylindrique contenant plusieurs bandes cylindriques sous forme de barres rondes. Le disque en acier et les bandes cylindriques sont fabriqués en Acier C45 dont la constitution chimique (en % massique) est comme suit: 0,25 % C, 0,007 % Mo, 0,082 % Cu, 0,056 % Ni, 0,625 % Mn, <0,05 % Cr, 0,009 % P, 0,454 % Si, <0,01 % V, 0,0345 % S et le reste est du Fer. D'après la Figure III.8, représentant le schéma du dispositif expérimental, on remarque clairement que le contact linéaire étudié est lubrifié par un jet d'huile contaminée où le contaminant utilisé est le sable du Sahara composé essentiellement de silice (silicium, ou SiO_2) avec 92,4% de quartz (voir Figure III.4). En effet, les particules de sable sont fragiles, dures et peuvent agir comme un outil de coupe conduisant par conséquent à la défaillance des surfaces en interaction. Par ailleurs, les caractéristiques géométriques et mécaniques des matériaux utilisés sont données par le Tableau III.4. Enfin, il convient de mentionner que les expériences planifiées ont été menées pour un contact élasto-hydrodynamique mésaligné lubrifié par une huile contaminé par du sable.



1- Moteur électrique, 2- Pointe tournante, 3- Charges, 4- Levier manuel, 5- Cylindrique en acier
, 6- disque en acier rotatif, 7- chariot transversal

Figure III.8 : Dispositif expérimental

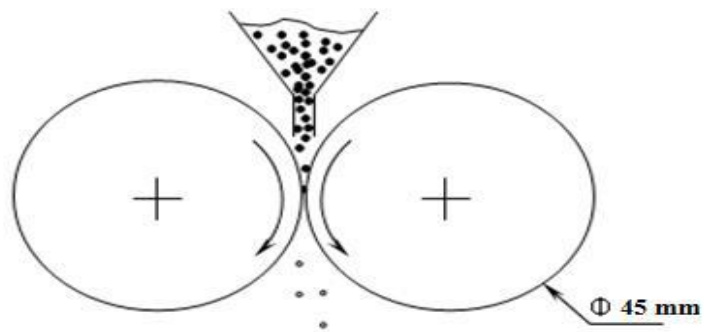


Figure III.9 : Modèle du contact de roulement

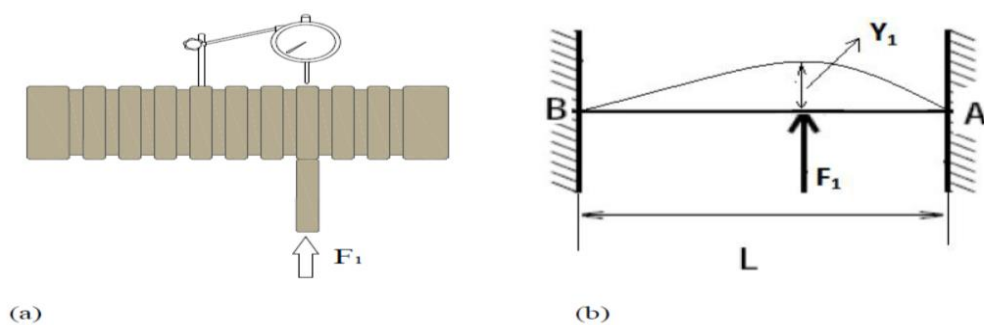


Figure III.10 : Charge appliquée sur l'éprouvette cylindrique.

Caractéristiques	Éprouvette cylindrique	Disque en acier
diamètre d (mm)	45	45
Longueur L_1 (mm)	260	-
Matériaux	C45	C45
Dureté (HRC)	34	34
Coefficient. de Poisson. (ν)	0,3	0,3
Module de Young, E (Gpa)	210	210
R_{eq} (N/mm ²)	540	540
Largeur de face de contact, L (mm)	12	12

Tableau III.5 : Propriétés mécaniques et géométriques des disques en acier.

III.8.3 Procédure d'étalonnage :

Le banc d'essai original utilisé a fait l'objet d'une procédure d'étalonnage spéciale dont l'objectif est de déterminer la pression entre les roues cylindriques en contact. En fait, une équation mathématique est déduite montrant la relation entre la charge appliquée (F) et la flèche « D » de l'éprouvette cylindrique. Cette flèche est provoquée par le déplacement du disque en acier. Le Tableau III.6 montre les résultats de la déflexion de l'éprouvette cylindrique (les résultats de mesure de la déformée (flèche) Y_l due à l'application de différentes charges). Le graphique de la Figure IV.4 visualise la déformation (déflexion et/ou flèche) mesurée « D » en fonction de la charge appliquée F_1 .

Charge Q (kg)	2	3	4	6	7	10	12	15
Charge F_1 (N)	19.62	29.43	39.24	58.86	68.67	98.1	127.53	147.15
Y_l	0.015	0.03	0.065	0.095	0.115	0.17	0.2	0.23

Tableau III.6 : Valeurs de la déformée (fleche)

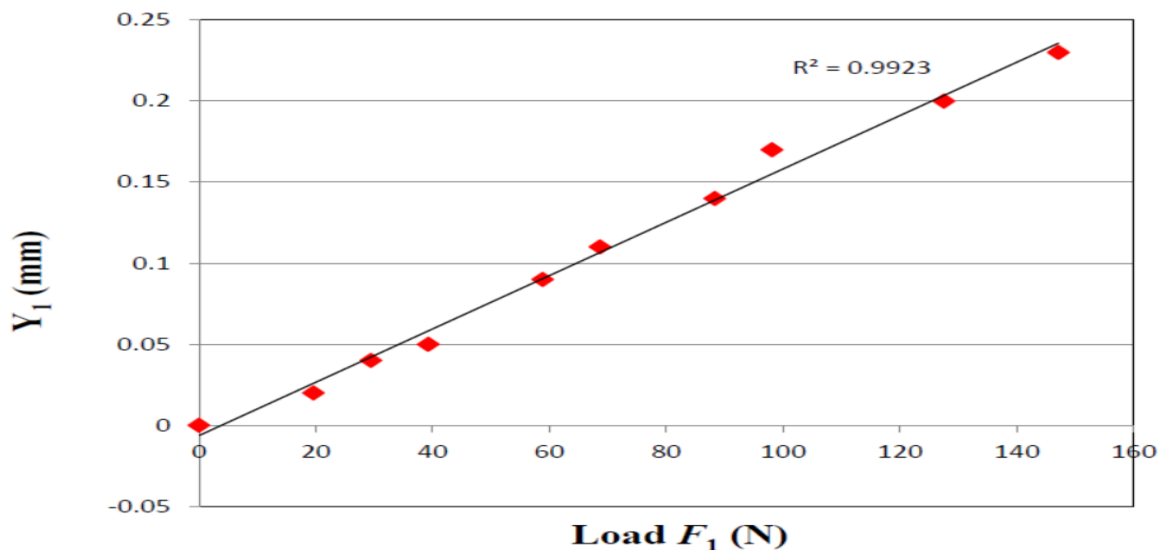


Figure III.11: Graphe d'étalonnage de l'éprouvette en acier C45.

La Figure III.11 montre que la courbe d'étalonnage apparaît comme une droite qui ne passe pas par l'origine.

Les résultats obtenus révèlent donc une relation linéaire qui peut être exprimée comme suit :

$$D_i = \alpha'' \cdot F_{1i} + \beta \quad \text{III-1}$$

Avec :

- D_i : fonction prédite définissant la déformation de l'éprouvette cylindrique.
- F_{1i} : charge appliquée.
- $\alpha'' ; \beta$: constantes d'étalonnage.

Les constantes d'étalonnage $\alpha'' ; \beta$ sont déterminées par la méthode des moindres carrés. Cette méthode consiste en ce qui suit :

Considérons les données $\{(F_1, D_{11}), \dots, (F_{1N}, D_{1N})\}$

L'erreur associée à $D_i = \alpha'' \cdot F_{1i} + \beta$ est défini par :

$$E(\alpha'', \beta) = \sum_{i=1}^N (D_{1i} - (\alpha'' \cdot F_{1i} + \beta))^2 \quad \text{III-2}$$

L'objectif est de trouver les valeurs de $\alpha ; \beta$ qui minimise l'erreur, pour cela on procède comme suit :

$$\frac{\partial E}{\partial \alpha''} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial E}{\partial \beta} = 0 \quad \text{III-3}$$

Tenant compte des équations (III-3), il arrive :

$$\sum_{i=1}^N (D_{1i} - (\alpha'' \cdot F_{1i} + \beta)) \cdot F_{1i} = 0 \quad \text{III-4}$$

$$\sum_{i=1}^N (D_{1i} - (\alpha'' \cdot F_{1i} + \beta)) = 0 \quad \text{III-5}$$

De plus, les équations (III-4) et (III-5) peuvent être réécrites comme suit :

$$\left(\sum_{i=1}^n F_{1i}^2 \right) \cdot \alpha'' + \left(\sum_{i=1}^n F_{1i} \right) \cdot \beta = \sum_{i=1}^n F_{1i} \cdot D_{1i} \quad \text{III-6}$$

$$\left(\sum_{i=1}^n F_{1i} \right) \cdot \alpha'' + \left(\sum_{i=1}^n 1 \right) \cdot \beta = \sum_{i=1}^n D_{1i} \quad \text{III-7}$$

Aussi nous démontrons que les valeurs de $\alpha ; \beta$ qui minimise l'erreur, peuvent aussi satisfaire l'équation matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N F_{1i}^2 & \sum_{i=1}^N f_{1i} \\ \sum_{i=1}^N f_{1i} & \sum_{i=1}^N 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \alpha \\ \beta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N f_{1i} \cdot D_{1i} \\ \sum_{i=1}^N D_{1i} \end{pmatrix} \quad \text{III-8}$$

On résolvant l'équation (III-8) :

$$\alpha'' = \frac{\sum_{i=1}^N (F_{1i} - \bar{F}_{1=1}) \cdot (D_{1i} - \bar{D}_{i=1})}{\sum_{i=1}^N (F_{1i} - \bar{F}_{1=1})^2} \quad \text{III-09}$$

$$\beta = \bar{D}_1 - \alpha'' \cdot \bar{F}_1 \quad \text{III-10}$$

Ou :

N' : nombre d'observations.

\bar{F}_1 et \bar{D}_1 sont les moyennes des charges F_1 et des déflexions mesurées D_{1i} (la déformation) respectivement.

L'application des équations (III-9) et (III-10) sur les données du Tableau III.6 donne :

$$\alpha'' = 0,00167438$$

$$\beta = -0,0092633$$

Finalement, l'effort de contact réel (charge réelle) entre les disques d'acier en contact, est donné par :

$$F_1 = \frac{1}{\alpha''} \cdot (Y_1 - \beta) = \frac{1}{0,00167438} \cdot (D_1 + 0,0092633) \quad \text{III - 11}$$

Après avoir établi la formule de la charge F_1 , nous pouvons facilement déterminer la pression hertzienne maximale P_0 pour le contact linéaire entre les disques cylindriques.

La pression maximale se calcule alors comme suit pour un contact de type linéaire :

$$P_0 = \frac{2 \cdot F_1}{\pi \cdot a \cdot L} \quad \text{III - 12}$$

Ou :

- a : demi-largeur du contact :

$$a = \left(\frac{8F_1 R_x}{\pi L E'} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{III - 13}$$

Avec :

- R_x : Rayon de courbure relatif :

$$R_x = \left(\frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \right)^{-1} \quad \text{III - 14}$$

- E' : Module de Young équivalent :

$$E' = \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{-1} \quad \text{III - 15}$$

III.9. Conclusion :

Dans ce chapitre on a essayé tout d'abord d'établir un contexte de l'étude. Dans un premier temps, on a abordé avec peu détail le phénomène de la pollution solide des lubrifiants. Dans cette partie, on a exposé, d'une part, les origines, la nature et les différents types des particules solides. D'autre part, une revue bibliographique sur les principaux travaux en relation avec cette thématique a été donnée. Ce chapitre aborde également le phénomène de mésalignement ou un rappel bibliographique des principales études théoriques et expérimentales sur le phénomène en question a été exploré. Enfin, ce chapitre se termine par la description de la procédure expérimentale suivie pour la réalisation des essais planifiés (outils expérimentaux, appareils de mesure, étalonnage,...etc.).

Chapitre IV :

Résultats et discussions

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons en détail les résultats de notre étude ainsi que les discussions afférentes. L'objectif principal de cette recherche était d'explorer et de comprendre la dégradation des pièces mécaniques dans un milieu pollué. Pour ce faire, des mesures de la température du contact, de la perte de côte et de l'évolution de l'état de surface (rugosité Ra) ont été réalisés. Par ailleurs, la dégradation du contact objet d'étude est évaluée en présence d'un défaut d'alignement.

Notre étude a été donc consacrée à l'évolution de la température, de la perte de côte et de la rugosité de surface.

Pour rappel, les mesures sont effectuées pour les cas suivants :

- Contact lubrifié avec une huile SAE 90 non polluée ;
- Contact lubrifié avec une huile SAE 90 polluée (on utilise comme polluant du sable filtrée à $d=63\mu\text{m}$) ;
- Contact lubrifié avec une huile SAE 90 polluée (on utilise comme polluant du sable filtrée à $d=125\mu\text{m}$) ;

Pour différentes valeurs du mésalignement ($\alpha=0^\circ$, 0.5° et 1.1°).

IV.2. Résultats et interprétations :

Dans cette section, on va présenter les différents résultats issus des mesures expérimentales réalisées. Les principaux paramètres étudiés sont les suivants :

Évolution de la température au point de contact :

Les mesures expérimentales ont permis de suivre en temps réel l'évolution de la température au point de contact entre les échantillons. Les données recueillies ont été enregistrées et analysées pour déterminer comment la température varie en fonction des différentes conditions de fonctionnement,

telles que la vitesse de rotation, la charge appliquée, le mésalignement angulaire et la présence de pollution solide.

✚ Évolution de la perte de côte diamétrale :

La perte de côte diamétrale, également connue sous le nom d'usure, a été évaluée en effectuant trois mesures sur le diamètre de l'échantillon en contact. La valeur moyenne de ces mesures a été prise en considération pour représenter l'usure globale du contact. L'évolution de cette perte de côte a été analysée en fonction des différents paramètres de fonctionnement et des conditions expérimentales, mettant en évidence les variations et les tendances observées.

✚ Évolution de la rugosité :

Les mesures expérimentales ont également permis de suivre l'évolution de la rugosité des surfaces en contact au fil du temps. La rugosité est une caractéristique clé qui influence les performances tribologiques des contacts mécaniques. Les données de rugosité ont été analysées pour comprendre comment elle évolue en fonction des conditions de fonctionnement, y compris le mésalignement angulaire et la présence de pollution solide.

Toutes ces mesures expérimentales ont été reproduites en utilisant des échantillons en acier C45. Le choix de ce matériau est important car il est couramment utilisé dans de nombreuses applications industrielles en raison de ses propriétés mécaniques favorables.

Les résultats des mesures expérimentales sont exposés sous forme des courbes pour faciliter leur compréhension et leur interprétation. Ces résultats permettront de mieux comprendre les effets du mésalignement et de la pollution solide sur la température, l'usure et la rugosité des contacts mécaniques, fournissant ainsi des informations précieuses pour optimiser la conception et la performance des systèmes mécaniques dans des conditions de fonctionnement exigeantes.

IV.3. Evolution des températures :

Dans le cadre de l'étude, des mesures de température au point de contact roulement-éprouvette ont été réalisées à l'aide d'un thermocouple infrarouge, comme illustré dans la figure IV-1. Ces mesures ont été effectuées en fonction du temps, pour différents niveaux de vitesse de rotation ($n=250, 355$ et 500 tr/min), tout en maintenant une charge constante d'environ 180N .

Le thermocouple infrarouge est un instrument de mesure de la température sans contact, permettant de capturer la température à distance, sans perturber le contact mécanique entre les roulements et les éprouvettes. Cette approche de mesure est particulièrement adaptée pour des essais où la température du point de contact doit être relevée de manière continue et en temps réel.

En réalisant ces mesures pour différentes vitesses de rotation et une charge constante, les chercheurs ont pu obtenir une série de données représentant l'évolution de la température au point de contact au cours du temps, dans des conditions de fonctionnement spécifiques.

Les résultats de ces mesures seront analysés pour identifier les variations de température en fonction des différentes vitesses de rotation, mettant en évidence les variations thermiques qui peuvent se produire à différentes conditions de fonctionnement. Cette analyse permettra de mieux comprendre l'influence de la vitesse de rotation sur la température au point de contact et aidera à évaluer les performances tribologiques du système étudié.



Figure IV.1 : Mesure de la température.

IV.3.1. Evolution de la température pour l'acier C45 :

L'augmentation de la température des contacts mécaniques en présence de polluants et sa comparaison avec des contacts mécaniques non pollués sont des aspects essentiels dans l'étude de la tribologie et de la science des matériaux. Cette problématique met en évidence l'impact significatif des polluants sur les performances et la durée de vie des systèmes mécaniques. Parmi les effets notables de la présence de polluants sur l'augmentation de la température des contacts mécaniques sont le frottement et l'usure accrue. En effet, les polluants ou les contaminants augmentent le frottement entre les surfaces de contact. Ce frottement supplémentaire génère plus de chaleur, provoquant ainsi une augmentation de la température du contact. De plus, les polluants peuvent agir comme des abrasifs, accélérant l'usure des surfaces en contact. Par ailleurs, certains polluants peuvent altérer les propriétés lubrifiantes du fluide de lubrification, entraînant une diminution de la formation du film lubrifiant entre les surfaces. Cela entraîne une augmentation du contact direct entre les surfaces et, par conséquent, une élévation de la température. Les polluants peuvent réagir chimiquement ou subir des dégradations thermiques à des températures élevées dans le contact mécanique. Ces réactions peuvent entraîner la formation de sous-produits nocifs qui peuvent contribuer à l'usure et à la détérioration des surfaces de contact. Le risque majeur associé aux polluants dans les contacts mécaniques est l'usure. Cette dernière peut entraîner une dégradation prématurée des composants mécaniques, réduisant ainsi leur durée de vie opérationnelle. Les polluants entraînent également une augmentation de la friction dans le contact mécanique, ce qui nécessite plus d'énergie pour le bon fonctionnement du système. L'accumulation de polluants dans les contacts mécaniques peut entraîner des défaillances soudaines, provoquant des arrêts imprévus et des temps d'immobilisation coûteux pour la maintenance.

La présence des polluants peut conduire également à la réduction des performances des systèmes mécaniques. En effet, ces particules indésirables peuvent entraîner une diminution des performances globales du système mécanique, compromettant son efficacité et sa productivité. Comparaison avec des contacts mécaniques non pollués. En comparaison, des contacts mécaniques non pollués peuvent bénéficier d'une lubrification adéquate et d'une répartition uniforme de la charge, réduisant ainsi le frottement et la génération de chaleur. Cela maintient la température du contact à un niveau plus bas et favorise une usure moins prononcée des surfaces en contact, améliorant ainsi la longévité et les performances du système mécanique.

Pour atténuer les effets négatifs des polluants dans les contacts mécaniques, il est essentiel d'adopter des pratiques de maintenance préventive, d'utiliser des lubrifiants de haute qualité, de surveiller régulièrement l'état des surfaces en contact et de mettre en œuvre des systèmes de filtration efficaces pour éliminer les polluants. L'augmentation de la température des contacts mécaniques due aux polluants est un phénomène préoccupant qui peut entraîner de sérieux problèmes pour les systèmes mécaniques. Il est donc essentiel de comprendre les effets et les risques associés aux polluants dans les contacts mécaniques afin de mettre en place des stratégies appropriées pour minimiser leur impact et préserver la fiabilité et la durabilité des équipements mécaniques.

✚ Pour une vitesse de rotation $V=250$ tr/min.

1^{er} cas *mésalignement angulaire* $\alpha=0^\circ$, $V=250$ tr/min :

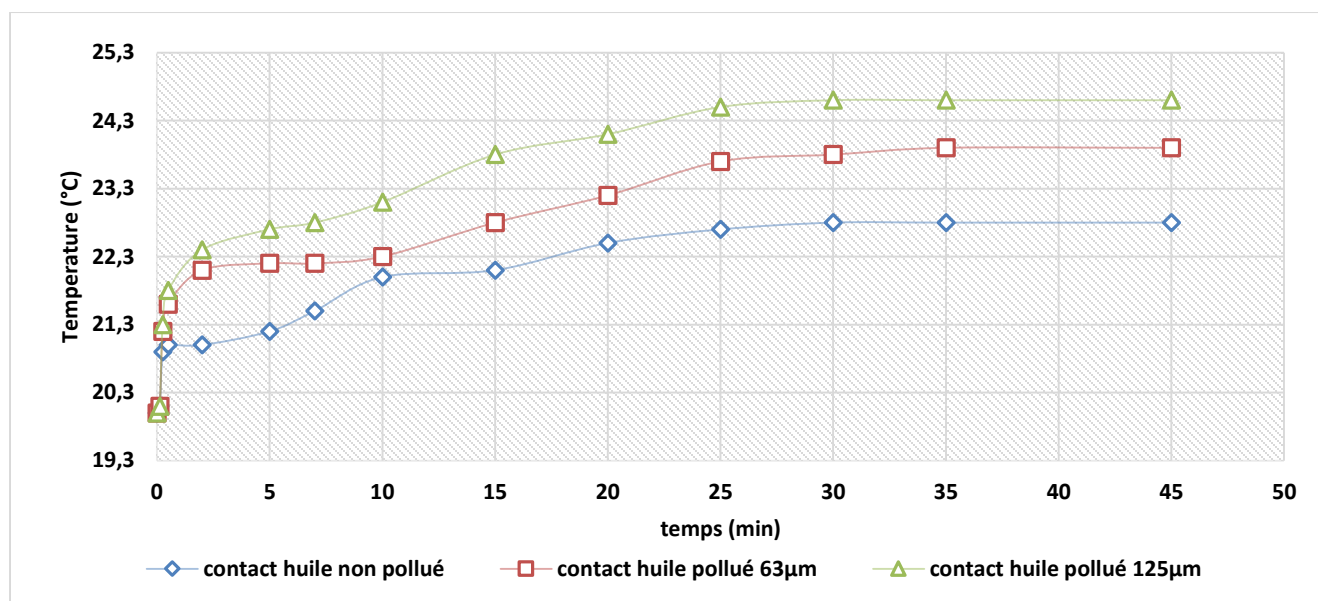


Figure IV.2 : Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha=0^\circ$ (Acier C45).

2^{ème} cas mésalignement angulaire $\alpha=0.5^\circ$, $V=250$ tr/min :

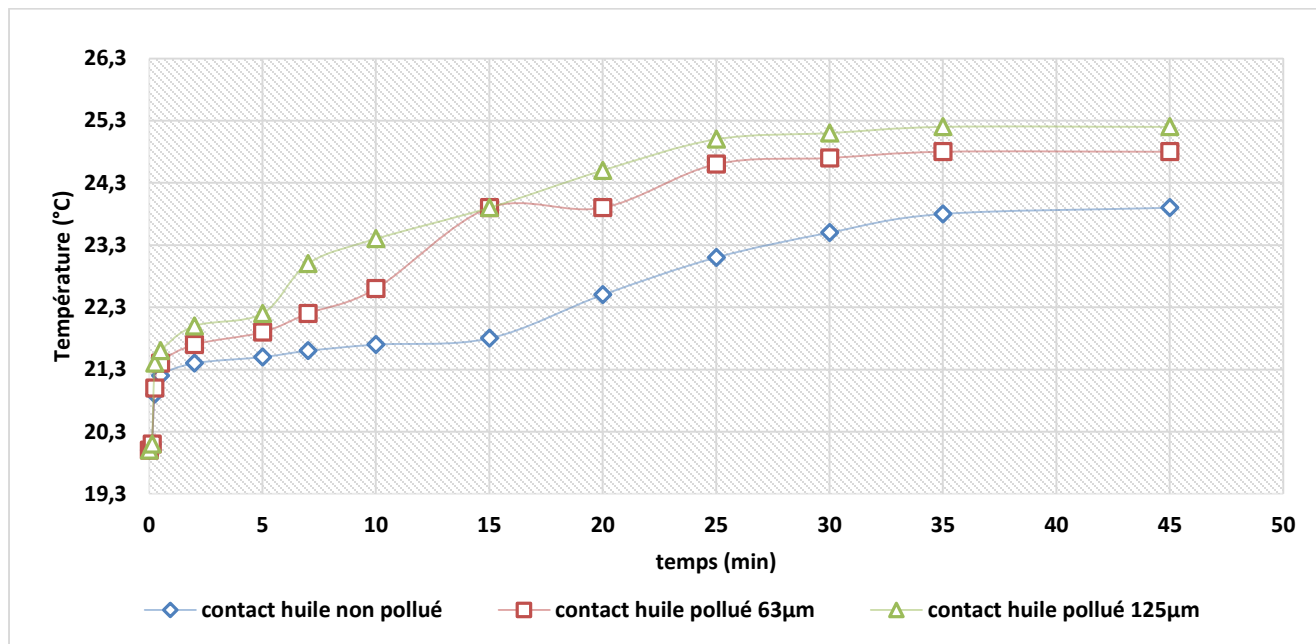


Figure IV.3 : Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha=0.5^\circ$ (Acier C45).

3^{ème} cas mésalignement angulaire $\alpha=1.1^\circ$, $V=250$ tr/min :

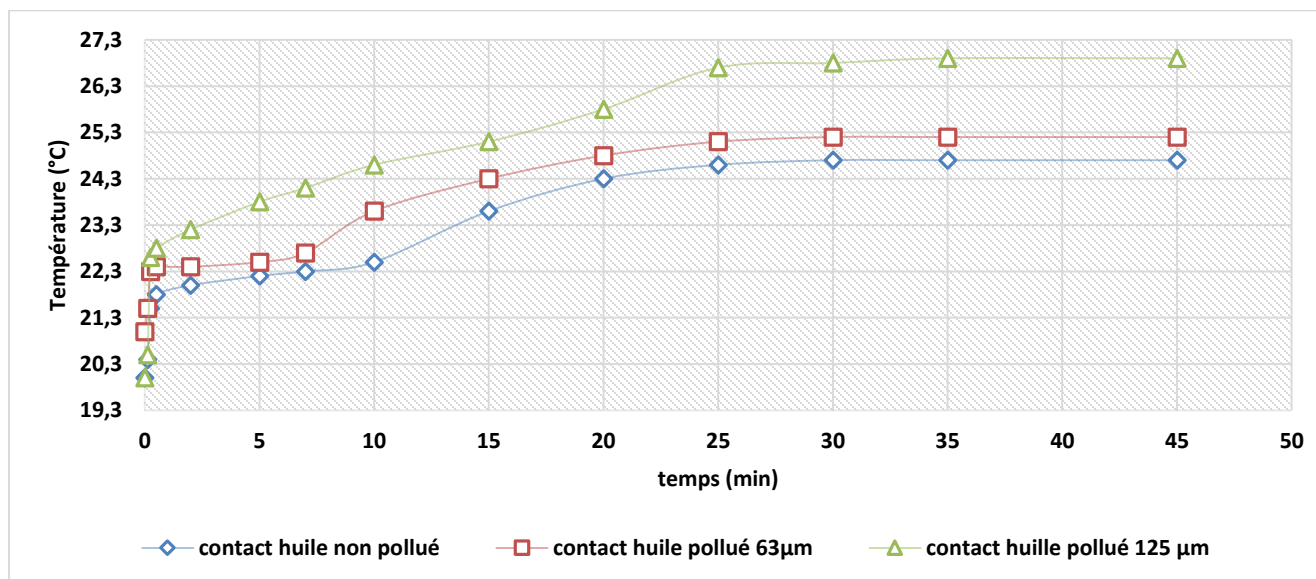


Figure IV.4 : Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha=1.1^\circ$ (Acier C45).

✚ Pour une vitesse de rotation $V=355$ tr/min.

1^{er} cas mésalignement angulaire $\alpha=0^\circ$, $V=355$ tr/min :

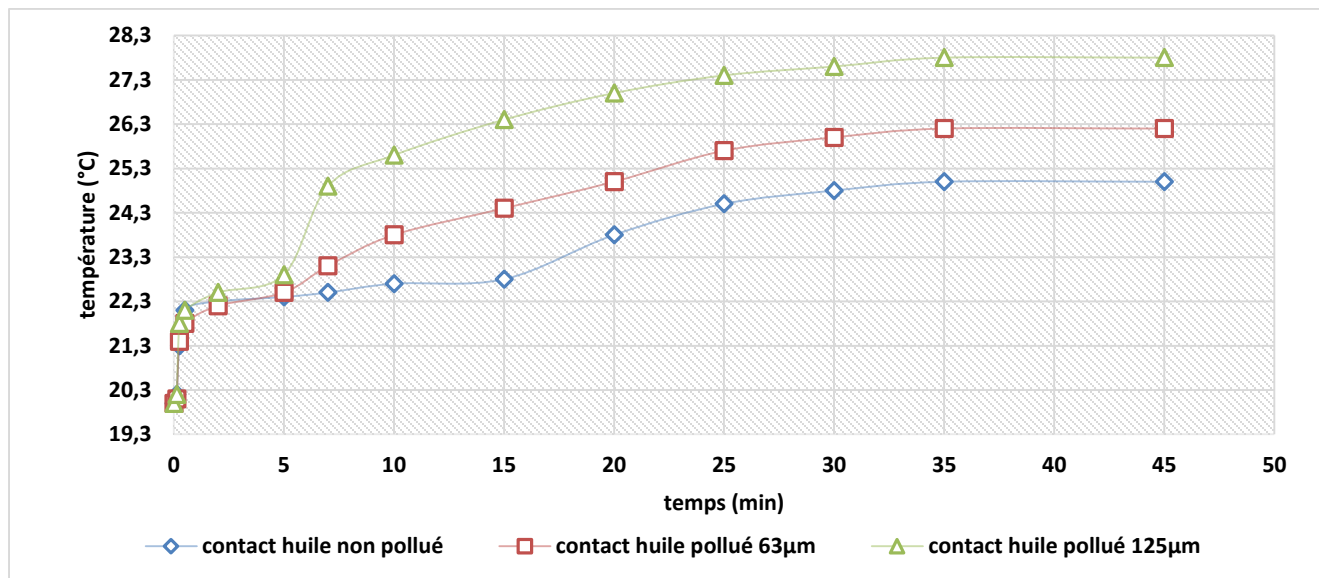


Figure IV.5 : Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha=0^\circ$ (Acier C45).

2^{ème} cas mésalignement angulaire $\alpha=0.5^\circ$, $V=355$ tr/min :

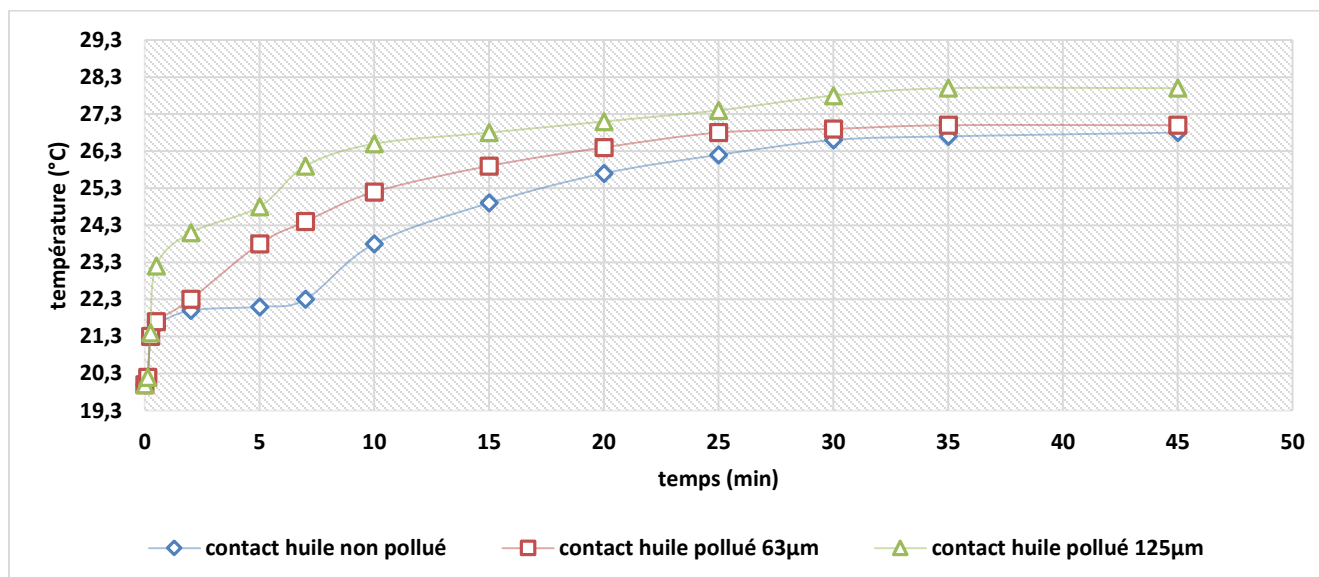


Figure IV.6 : Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha=0.5^\circ$ (Acier C45).

3^{ème} cas mésalignement angulaire $\alpha=1.1^\circ$, $V=355$ tr/min :

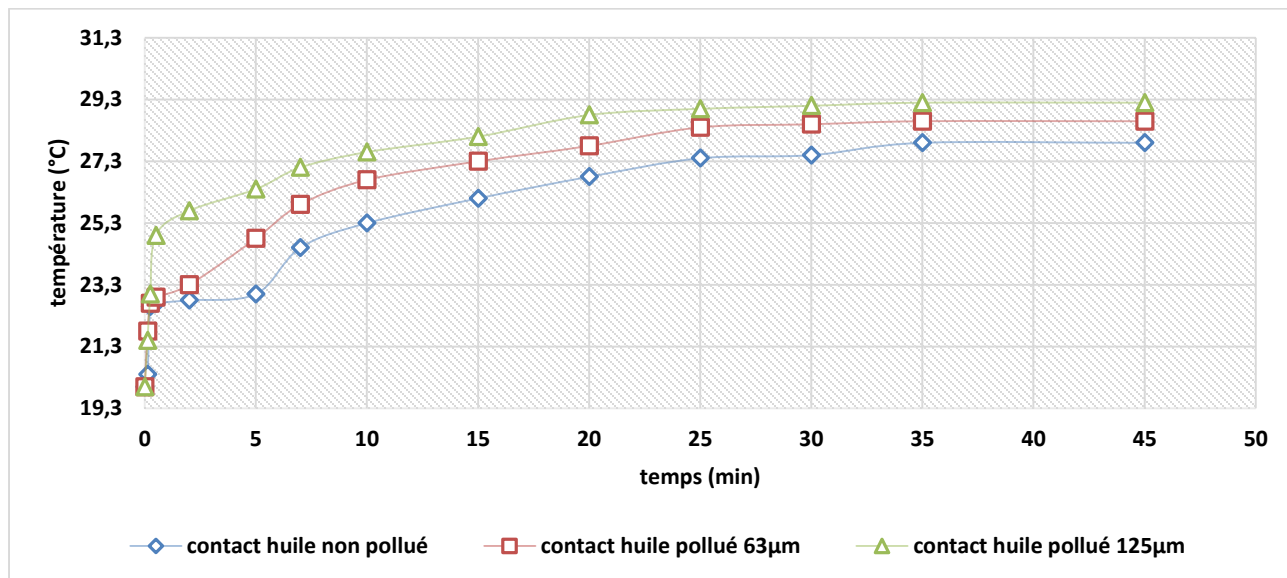


Figure IV.7 : Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha=1.1^\circ$ (Acier C45).

✚ Pour une vitesse de rotation $V=500$ tr/min.

1^{er} cas mésalignement angulaire $\alpha=0^\circ$, $V=500$ tr/min :

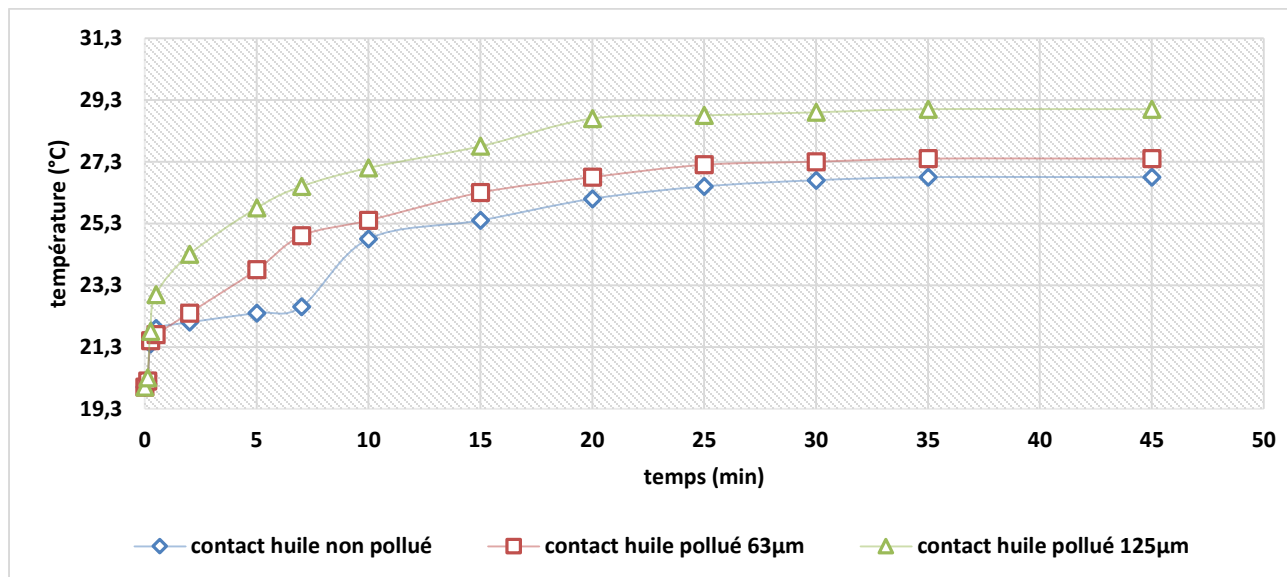


Figure IV.8 : Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha=0^\circ$ (Acier C45).

2^{eme} cas mésalignement angulaire $\alpha= 0.5^\circ$, $V=500$ tr/min :

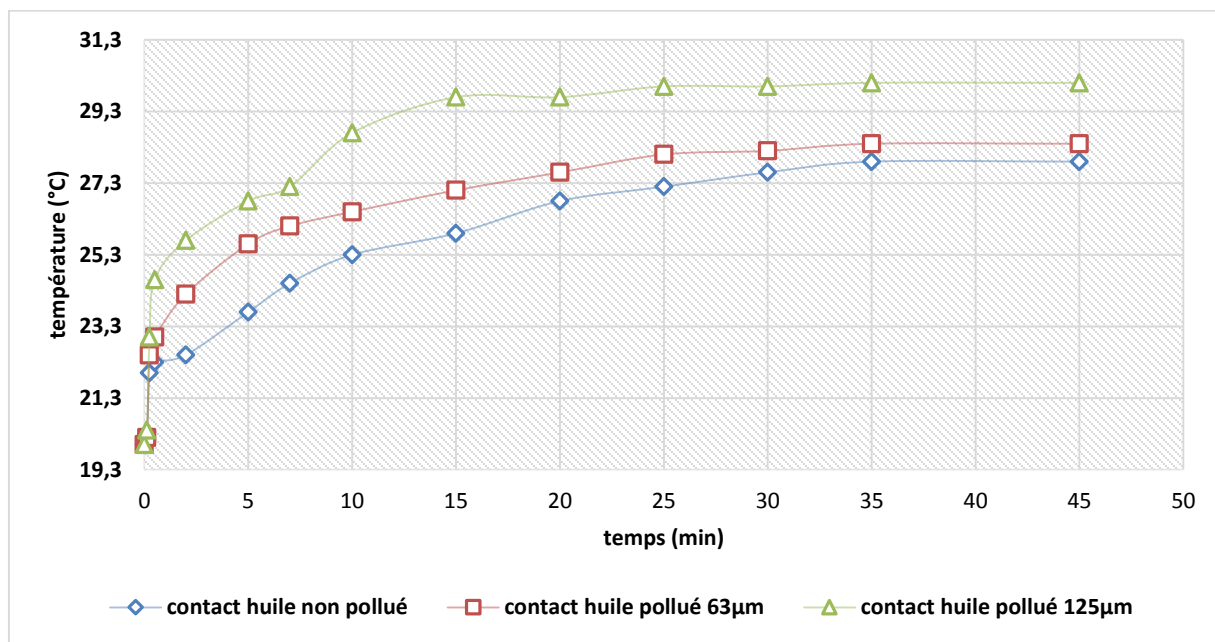


Figure IV.9 : Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 0.5^\circ$ (Acier C45).

3^{eme} cas mésalignement angulaire $\alpha= 1.1^\circ$, $V=500$ tr/min :

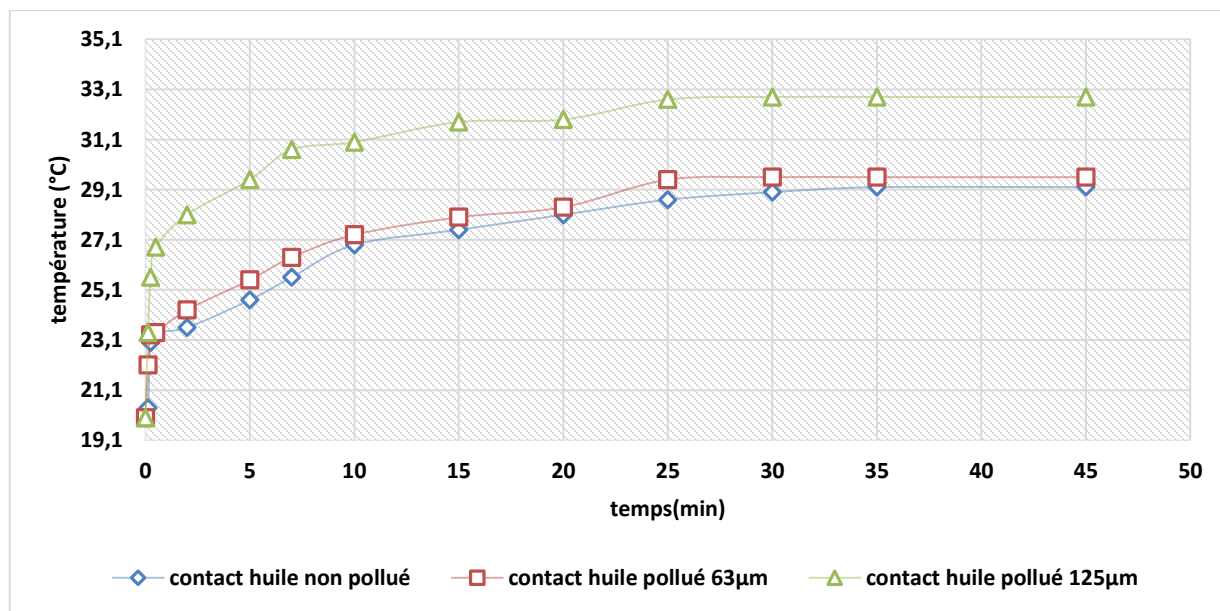


Figure IV.10 : Évolution de la température au point de contact en fonction du temps pour $\alpha= 1.1^\circ$ (Acier C45).

IV.3.2. Augmentation de la température de contact :

IV.3.2.1 Interprétation :

D'après les résultats obtenus (Figures IV-2 à IV-10), on observe une augmentation de la température pour l'acier utilisé dans différents types de fonctionnement (pollué ou non, et mésaligné ou non). Cette augmentation se produit à partir de la température ambiante jusqu'à ce qu'elle atteigne un niveau élevé, puis se stabilise autour de ce niveau. Cet échauffement est généralement provoqué par les déformations élastiques et plastiques qui se succèdent à grande vitesse, accompagnées de contraintes de frottement et de glissement dans les surfaces en contact.

L'évolution de la température de contact est étroitement liée aux conditions de fonctionnement des mécanismes. Dans certaines conditions, le lubrifiant, qui est censé minimiser le frottement et ses conséquences telles que l'échauffement et l'usure des contacts, transporte malheureusement des particules polluantes. La présence inévitable de grains abrasifs dans le lubrifiant perturbe le bon fonctionnement des mécanismes et accélère le frottement ainsi que les risques de dégradation, conduisant à des températures très élevées par rapport à celles observées dans un contact lubrifié avec un lubrifiant non pollué. Pour l'acier utilisé, il est clair que la présence de fines particules de taille (63 et 125) μm dans le lubrifiant entraîne des niveaux de température élevés. De plus, à mesure que la taille des particules augmente, le risque d'échauffement est plus important.

Notre recherche s'est également concentrée sur les effets du mésalignement, un type de défaut souvent rencontré dans la pratique au niveau des contacts mécaniques. Le mésalignement est un défaut rarement évitable qui influe directement sur la durée de vie des composants des machines. Les résultats obtenus montrent qu'une application de mésalignement angulaire variable (0° , 0.5° et 1.1°) entraîne une augmentation considérable des températures pour les différents types de contacts utilisés. Le mésalignement modifie sensiblement la géométrie du contact entre les surfaces en contact, ce qui perturbe le bon fonctionnement des mécanismes. Pour un contact lubrifié, l'augmentation du mésalignement accroît l'échauffement en raison de la diminution de l'épaisseur minimale du film d'huile et de l'augmentation du frottement entre les surfaces en contact.

La présence de particules polluantes dans un contact lubrifié associée à un défaut d'alignement accélère le risque d'échauffement dans les contacts mécaniques.

Les essais réalisés sont menés à diverses vitesses de rotation (250, 355 et 500 tr/min). Il est observé que la température augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation pour les différents types de contacts utilisés. Une rotation élevée perturbe le bon fonctionnement des mécanismes et favorise le frottement entre les surfaces en contact. En effet, pour des vitesses élevées, le mécanisme entre plus en contact, ce qui favorise le frottement et l'échauffement. Enfin, la combinaison d'une rotation croissante, de conditions de fonctionnement de plus en plus sévères et d'un mésalignement angulaire croissant est susceptible de favoriser davantage l'échauffement et de conduire à la détérioration des éléments des machines.

IV.4 Effet de l'angle d'alignement sur la température :

Il est essentiel de noter que l'effet de l'angle d'alignement sur l'évolution de la température des contacts mécaniques peut varier en fonction de plusieurs facteurs, tels que la géométrie des surfaces, les propriétés des matériaux en contact, la charge appliquée, la vitesse de glissement et les conditions de lubrification. Pour optimiser la performance et la durabilité des contacts mécaniques, il est important de tenir compte de l'angle d'alignement lors de la conception et de la sélection des matériaux. Une meilleure compréhension des interactions entre l'angle d'alignement, le frottement, la génération de chaleur et l'usure peut conduire à des améliorations dans la conception et l'exploitation des systèmes mécaniques. L'angle d'alignement est un paramètre critique qui peut influencer l'évolution de la température des contacts mécaniques. Une évaluation approfondie de son impact est nécessaire pour optimiser les performances et la durabilité des systèmes mécaniques soumis à des conditions de contact variées.

1- Pour une vitesse de rotation $n=250$ tr/min :

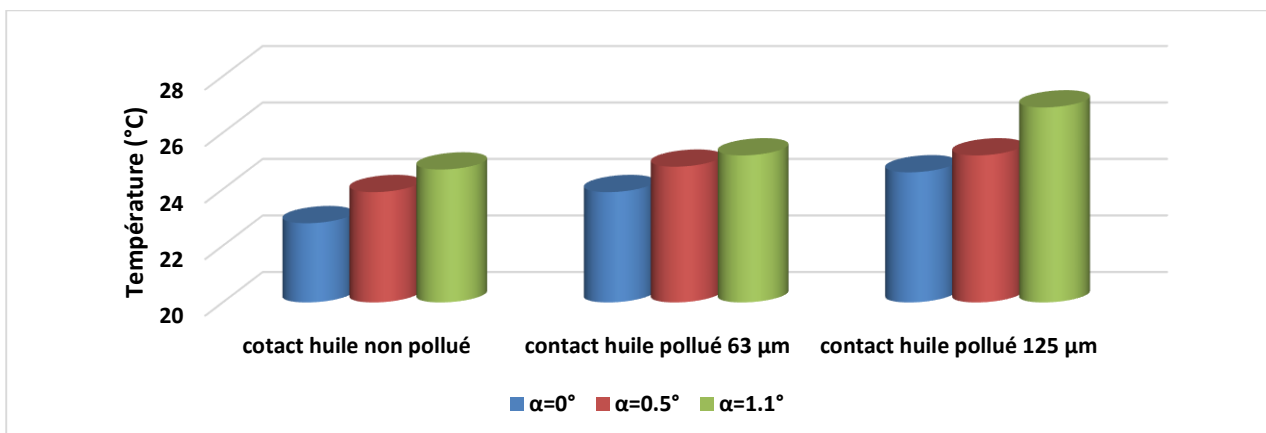


Figure IV.11 : Température en vitesse de rotation $n=250$ tr/min

2- Pour une vitesse de rotation $n=355$ tr/min :

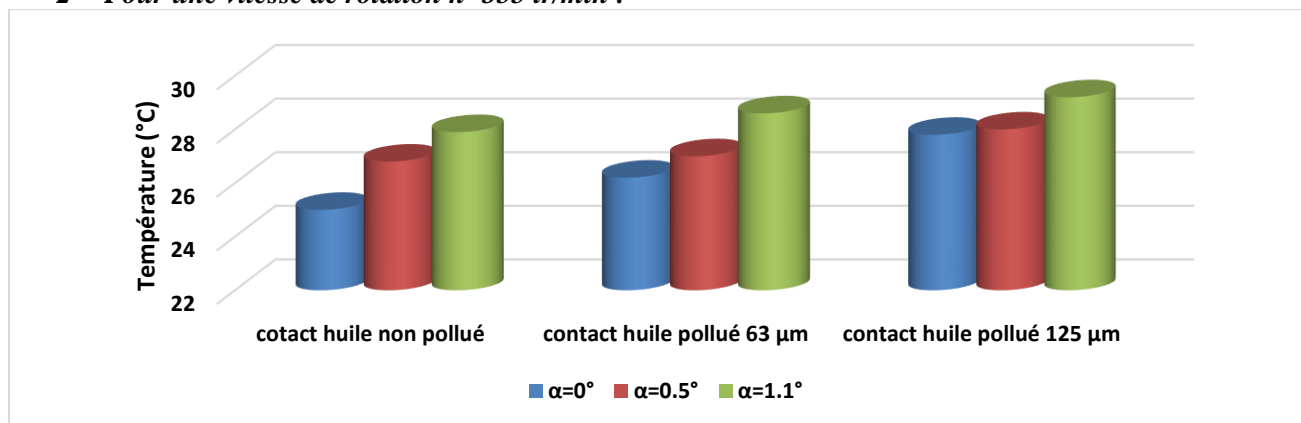


Figure IV.12 : Température en Vitesse de rotation $n=355$ tr/min

3- Pour une vitesse de rotation $n=500$ tr/min :

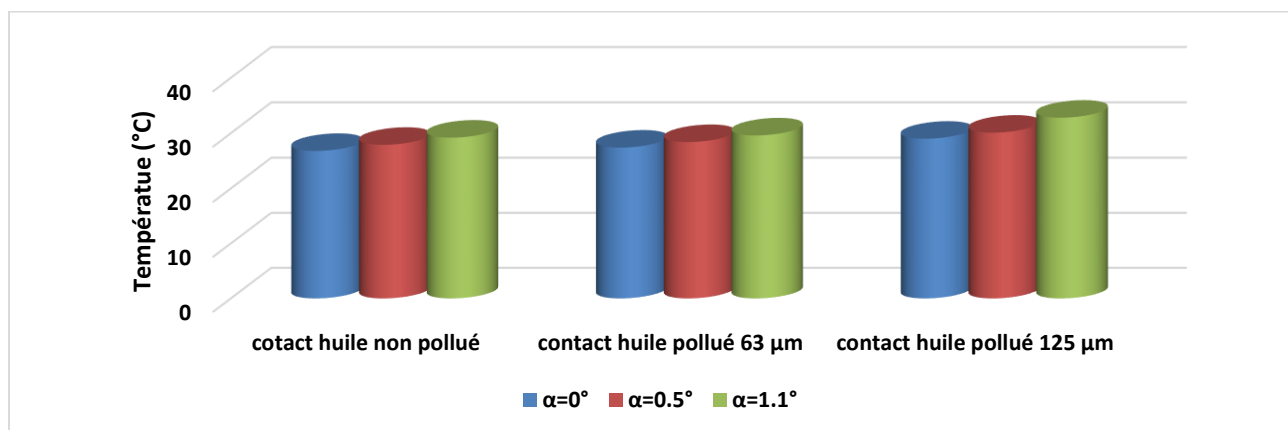


Figure IV.13 : Température en Vitesse de rotation $n=500$ tr/min

Les expériences sont réalisées sur le matériau C45. Nous avons sélectionnés ce type de matériau pour de multiples facteurs. En effet, la plupart des contacts mécaniques en sont fabriqués tels que les engrenages par exemple.

Il est bien connu que la conductibilité thermique de l'acier C45 est inférieure, ce qui conduit à l'élévation de sa température avec le temps jusqu'à l'équilibre thermique. De plus, nous constatons que le degré de la température dans l'angle 1.1° est plus élevé que celui de l'angle 0° (Figures IV-11 à IV-13). Ceci explique que le défaut d'alignement influe considérablement sur l'évolution de la température.

IV.5. Evolution de la perte de côte (usure des galets):

IV.5.1 Interprétation des résultats :

Avant chaque essai, le diamètre de la bande étudiée de l'éprouvette est mesuré à l'aide d'un pied à coulisse de précision à lecture digitale, et un étalonnage est réalisé pour déterminer l'effort de contact entre le roulement et l'éprouvette.

Le dispositif est ensuite mis en marche de manière à assurer un bon fonctionnement, notamment en assurant un jet d'huile constant et régulier tout au long de l'essai, que ce soit dans le cas du fonctionnement avec une huile polluée ou non. Après une certaine période de fonctionnement, l'essai est arrêté pour mesurer la perte de côte (diminution de diamètre), en prenant soin de nettoyer et de sécher la pièce pour éliminer toutes les particules et les résidus incrustés à la surface. Ces mesures sont effectuées pour les différents types de fonctionnement mentionnés précédemment.

Pour chaque essai, les mesures sont répétées en trois endroits différents sur le diamètre de l'éprouvette, et la valeur moyenne est considérée. Il est également important de noter que pour ces tests, la charge appliquée est maintenue à une valeur constante d'environ 180N.

IV.5.2 Influence du paramètre temps sur l'usure :

L'observation des courbes représentant la variation de la perte de côte en fonction du temps (Figures IV-14 à IV-22) révèle un schéma commun qui se manifeste de manière similaire pour toutes les courbes. Chaque courbe présente deux parties distinctes : une première partie où la perte de côte augmente rapidement, appelée "rodage", suivie d'une deuxième partie où la perte de côte devient stationnaire, caractérisée par une croissance lente et modeste.

Pendant la phase de rodage, au début du contact, les états de surface se modifient rapidement. Les aspérités les plus élevées d'une surface rugueuse en état de déformation plastique sont écrasées et en partie arrachées. Après le rodage, les surfaces deviennent presque polies et présentent de petites ondulations, justifiant ainsi la croissance lente et stationnaire de l'usure. En revanche, une surface très lisse voit sa rugosité augmenter en raison du labourage par les aspérités de la surface opposée, ce qui entraîne à nouveau une augmentation de l'usure.

D'après les résultats obtenus (figures IV-14 à IV-22), les interprétations suivantes sont données :

Pour un contact lubrifié, l'usure est faible, ce qui démontre l'importance du lubrifiant dans la minimisation du frottement et, par conséquent, de l'usure. En revanche, la présence de particules de sable dans le lubrifiant a un double effet. D'une part, elle modifie les principales caractéristiques du lubrifiant et, d'autre part, elle conduit à la dégradation des surfaces en contact. En effet, on constate que l'usure des pièces mécaniques est élevée en présence de grains abrasifs en suspension dans les lubrifiants, et elle est fortement liée à la géométrie et à la taille des particules. Il est clair que plus la taille des particules augmente, plus l'usure augmente considérablement.

La présence de grains de sable a tendance à perturber la séparation entre les surfaces en contact (le film d'huile fluctue), ce qui entraîne une élévation du coefficient de frottement et de l'usure des éléments mécaniques. Les effets du frottement sont peu importants pour un fonctionnement en contact lubrifié et sont d'autant plus accentués en présence de particules de forte granulométrie. Pour ce dernier type de fonctionnement, la vitesse d'usure des pièces est très accentuée.

IV.5.3. Evolution de l'usure pour l'acier C45 :

1^{er} cas mésalignement angulaire $\alpha = 0^\circ$, $V = 250$ tr/min :

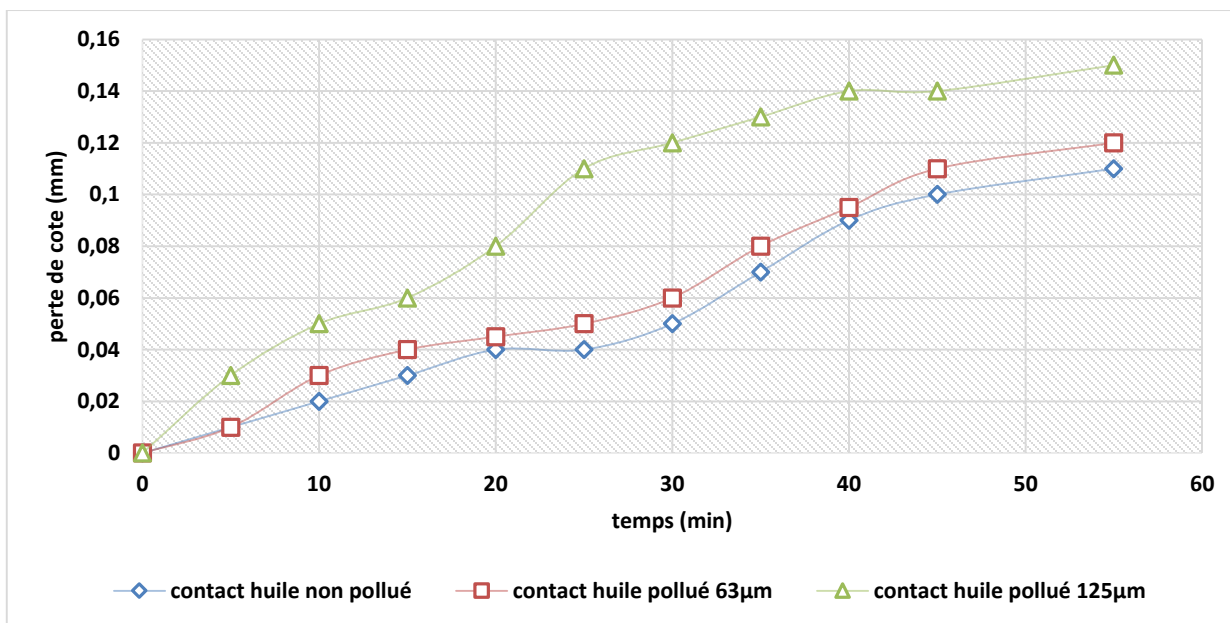


Figure IV.14 : Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha = 0^\circ$

2^{ème} cas mésalignement angulaire $\alpha = 0.5^\circ$, $V = 250$ tr/min :

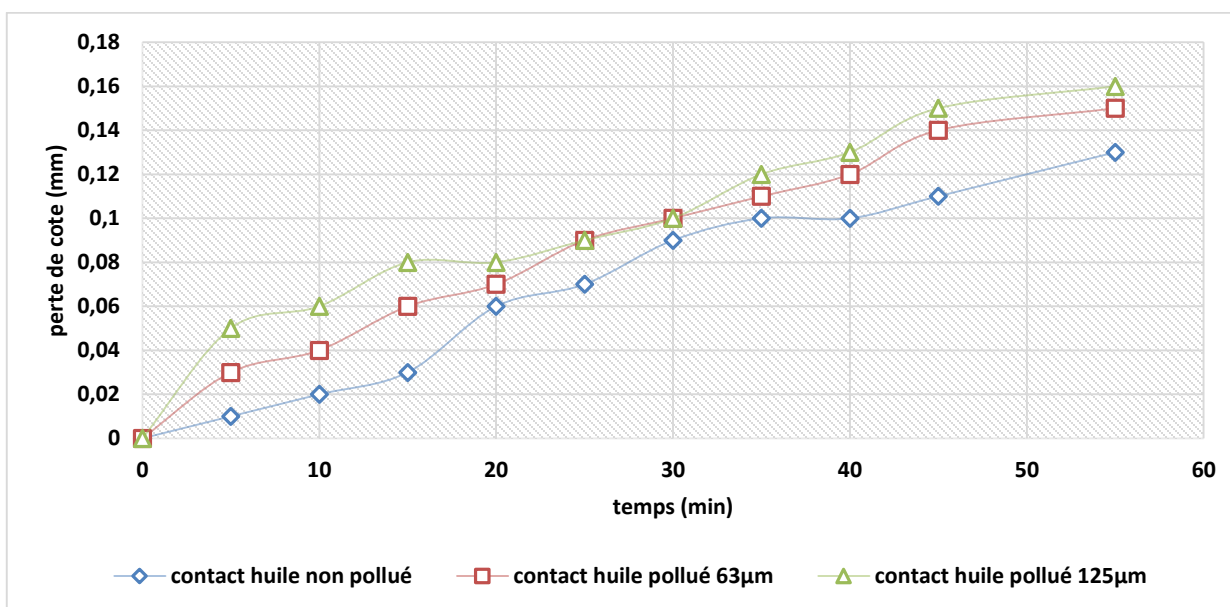


Figure IV.15 : Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha = 0.5^\circ$.

3^{ème} cas mésalignement angulaire $\alpha = 1.1^\circ$, 250 tr/min :

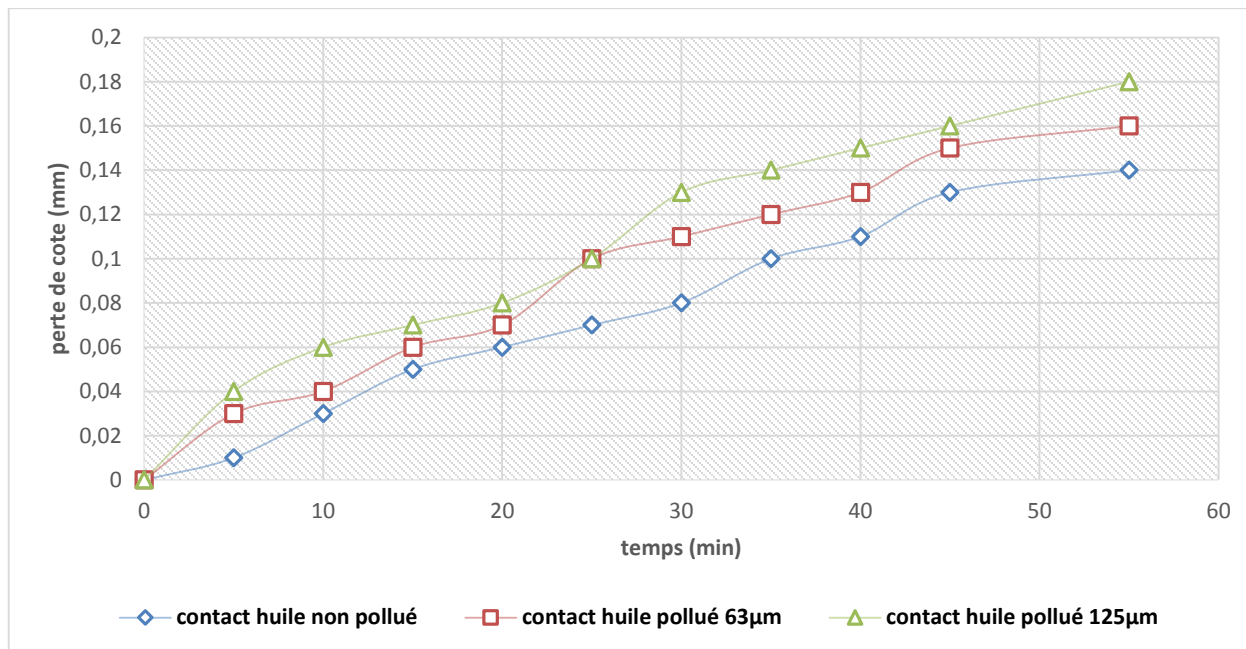


Figure IV.16 : Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha = 1.1^\circ$.

1^{er} cas mésalignement angulaire $\alpha = 0^\circ$, $V = 500$ tr/min :

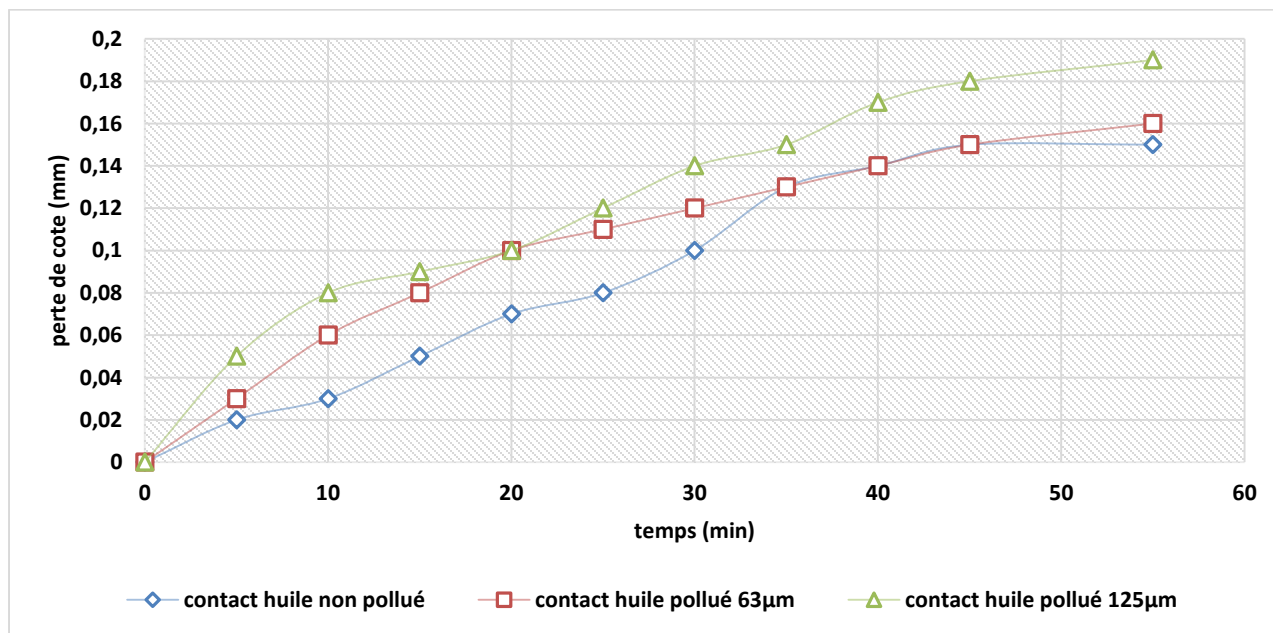


Figure IV.17 : Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha = 0^\circ$

2^{ème} cas mésalignement angulaire $\alpha = 0.5^\circ$, $V = 500$ tr/min :

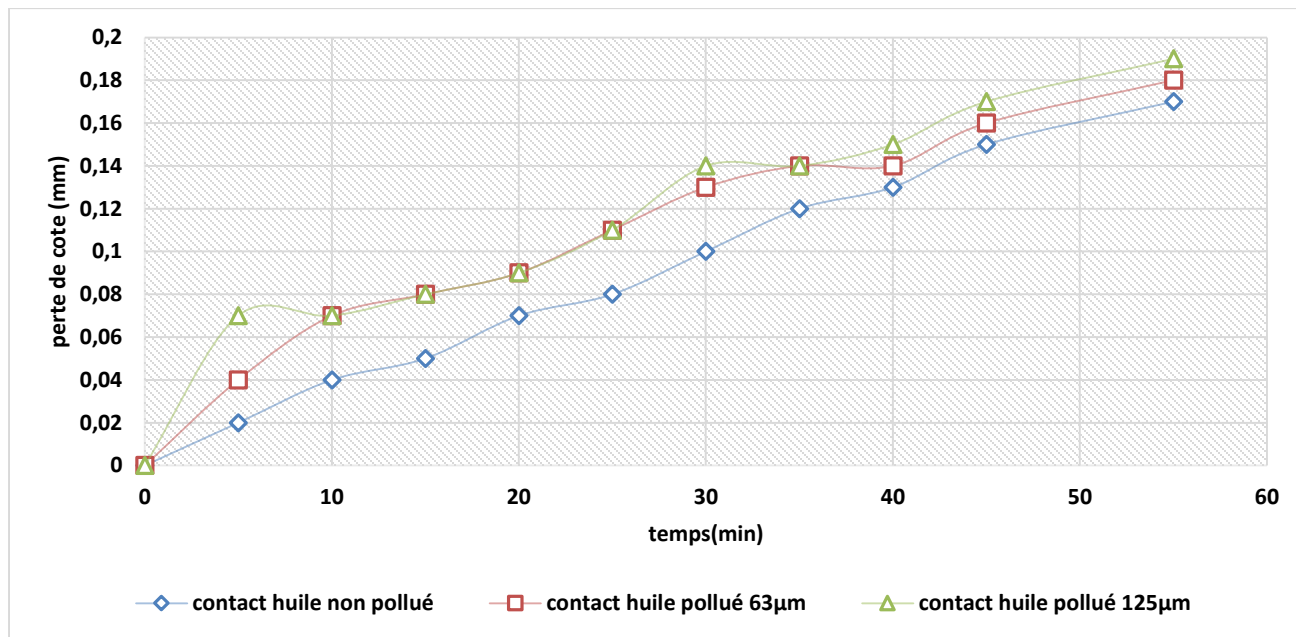


Figure IV.18 : Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha = 0.5^\circ$.

3^{ème} cas mésalignement angulaire $\alpha = 1.1^\circ$, 500 tr/min :

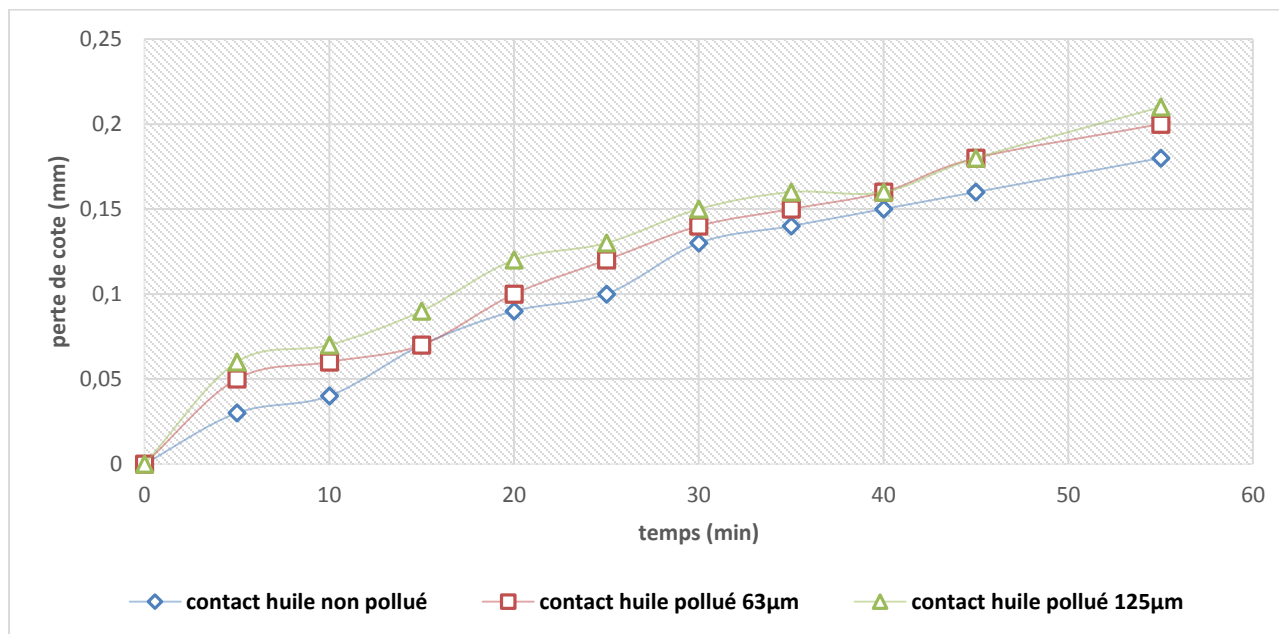


Figure IV.19 : Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha = 1.1^\circ$.

1^{er} cas mésalignement angulaire $\alpha = 0^\circ$, $V = 710$ tr/min :

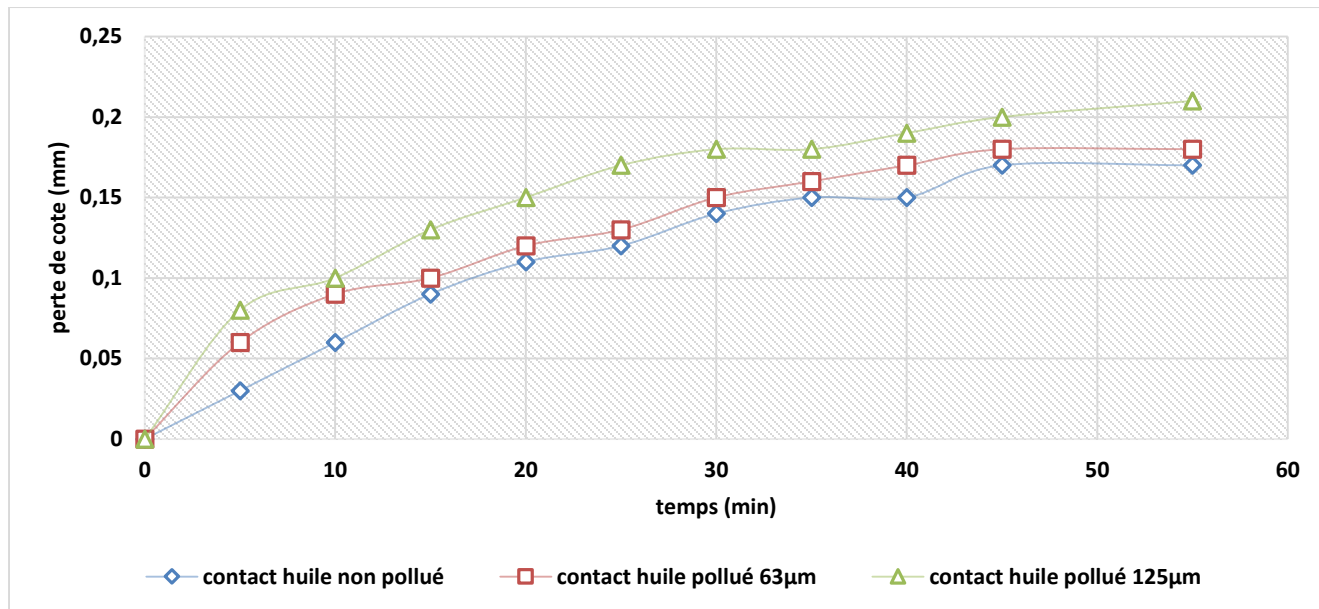


Figure V.20 Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha = 0^\circ$

2^{ème} cas mésalignement angulaire $\alpha = 0.5^\circ$, $V = 710$ tr/min :

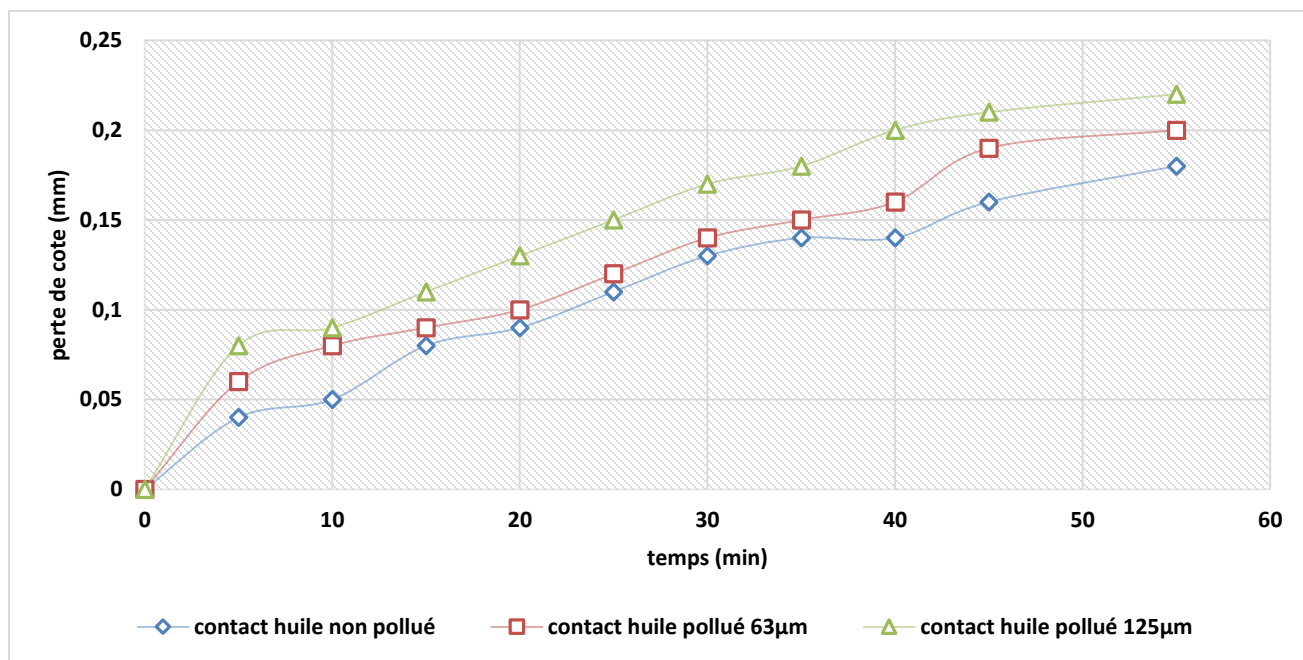


Figure IV.21 : Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha = 0.5^\circ$.

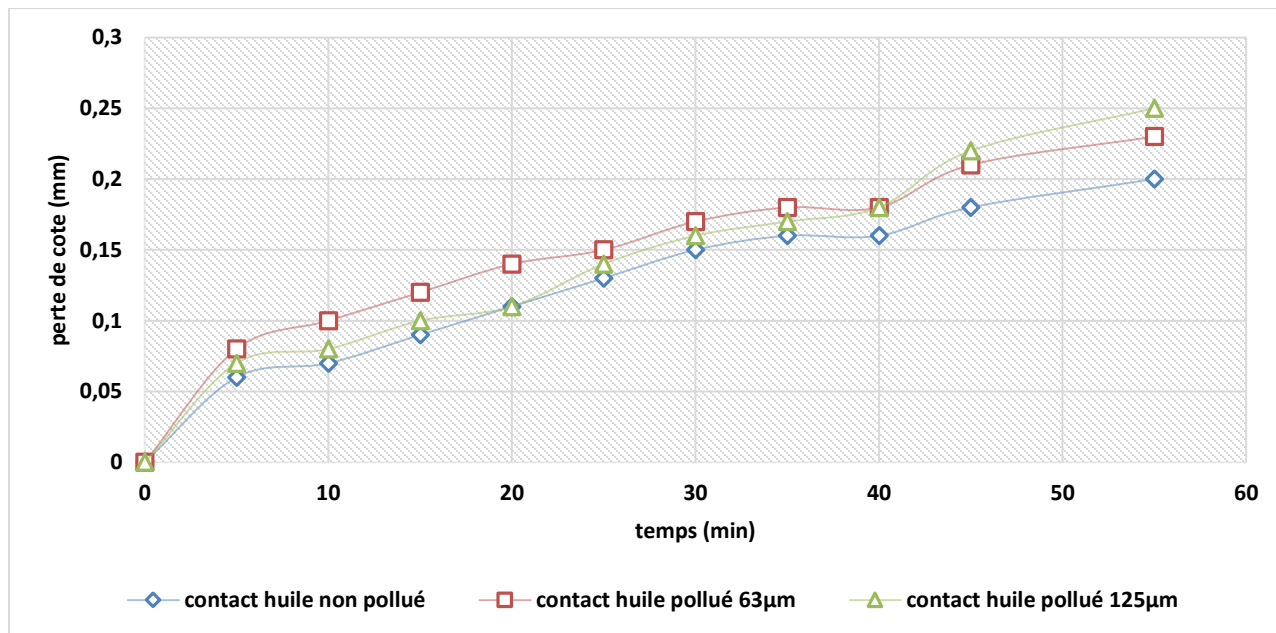
3^{ème} cas mésalignement angulaire $\alpha = 1.1^\circ$, 710 tr/min :

Figure IV.22 : Évolution de l'usure en fonction du temps pour $\alpha=1.1^\circ$.

IV.5.4. Conséquences des résultats :

L'évolution de l'usure pour les contacts mécaniques polluants et sa comparaison avec des contacts mécaniques non polluants sont des éléments cruciaux à considérer dans l'étude de la tribologie et de la science des matériaux. Les polluants dans les contacts mécaniques peuvent avoir des effets significatifs sur l'usure des surfaces en contact, entraînant des risques pour les performances et la durée de vie des systèmes mécaniques. Les contacts mécaniques non polluants bénéficient généralement d'une usure moins prononcée grâce à des conditions de frottement plus favorables et à une lubrification adéquate.

L'évolution de l'usure dans les contacts mécaniques polluants peut être rapide et dégradante pour les composants mécaniques, comparée aux contacts non polluants. Les risques associés aux polluants soulignent l'importance de mettre en œuvre des stratégies pour prévenir et atténuer l'impact des polluants sur les performances et la durabilité des systèmes mécaniques.

Usure réduite : Les contacts mécaniques non polluants ont tendance à montrer une usure plus lente et moins prononcée au fil du temps, ce qui augmente leur durée de vie opérationnelle. Moindre

dégradation des surfaces : Les surfaces de contact non polluées restent généralement en meilleur état, avec moins de dommages et de dégradations locales.

IV.6. Comparaison des résultats :

On a essayé de faire une inspiration de l'évolution de l'usure produite dans l'acier C45 pour les différents types de fonctionnement. On constate d'après les Figures (IV-23- IV-25), que l'usure est affectée également par l'angle d'alignement. Les résultats obtenus, montrent qu'au fur et à mesure que l'angle augmente, la vitesse d'usure des mécanismes augmente. Avec l'accroissement de l'angle d'alignement et la présence des particules de forte granulométrie, l'usure se verra très accentuée. L'usure est d'autant plus élevée avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Ceci est expliqué du fait que le roulement et l'éprouvette entre plus en contact au fur et à mesure que la vitesse de rotation augmente, ce qui justifie l'accroissement de l'usure.

1- Pour une vitesse de rotation $N=250$ tr/min :

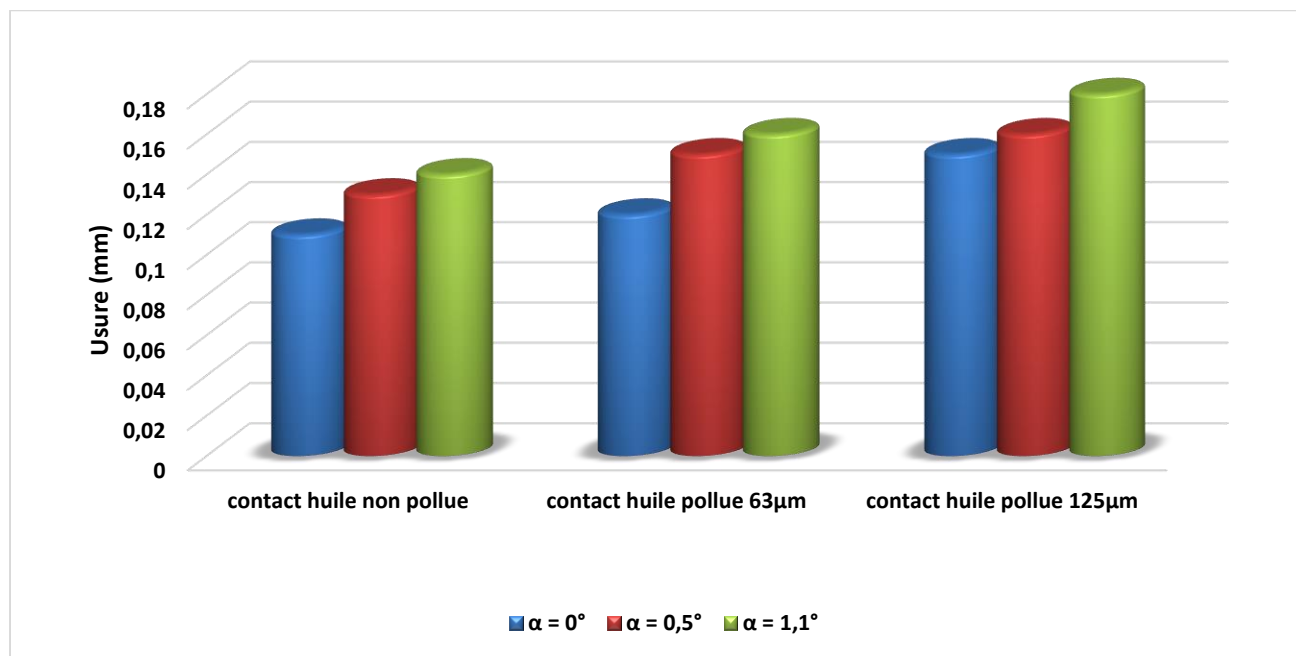


Figure IV.23 : Usure pour $N=250$ tr/min.

2- Pour une vitesse de rotation $N = 500 \text{ tr/min}$:

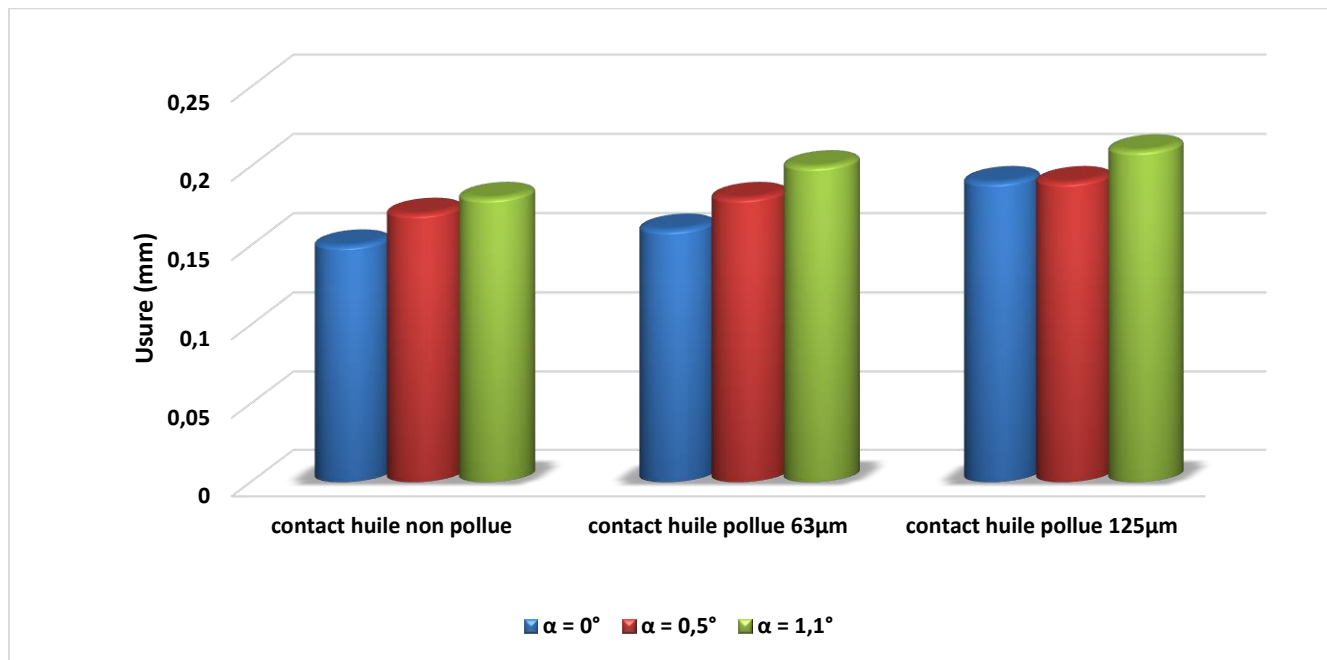


Figure IV.24 : Usure pour $N=500\text{tr/min}$.

3- Pour une vitesse de rotation $N=710 \text{ tr/min}$:

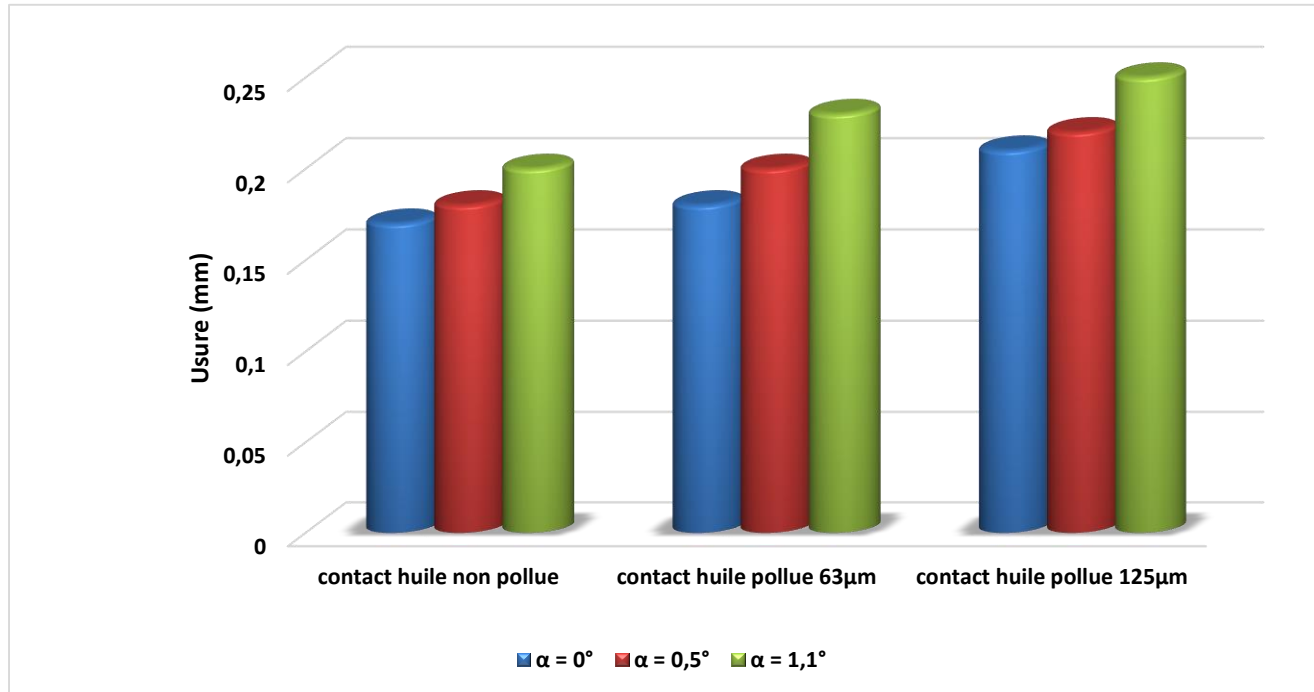


Figure IV.25 : Usure pour $N=710\text{tr/min}$.

IV.7 Évolution de la rugosité Ra pour l'acier C45 :

IV.7.1 Interprétation des résultats :

Afin de bien comprendre le comportement de l'évolution de la rugosité de surface sous l'effet de la contamination solide, nous avons réalisés deux types d'expériences. La première concerne un fonctionnement avec une huile propre. La seconde est destinée au fonctionnement avec une huile contaminée. Dans ces expériences, nous nous sommes intéressés à l'évolution des rugosités Ra et Rt. Il est bien établi que la présence des particules solides dans un contact E.H.D. fait croître le frottement et l'usure. Cet accroissement conduit notablement à un mauvais état de surface.

D'après les résultats obtenus (Figures IV-26 ;IV-34), on constate qu'au cours de fonctionnement, la surface perd ses caractéristiques et son état devient mauvais. La dégradation des pièces mécaniques au cours du fonctionnement qui se manifeste généralement par des arrachements de la matière conduit à la dégradation des états de surface. En effet pour un contact lubrifié, nous observons que la rugosité Ra diminue aux premiers cycles de fonctionnement, ceci est dû généralement à la phase de rodage qui se caractérise par l'élimination des aspérités d'une part et au lubrifiant qui joue un rôle important dans la diminution du frottement et de l'usure d'autre part, ce qui permet d'avoir un meilleur fini de surface. En entrant dans la phase de fonctionnement normal qui représente la période de vie des pièces mécaniques, la rugosité se caractérise par une variation faible (les courbes présentent de faibles pentes). Au-delà de cette période, on aura de très mauvais états de surface, ce qui est un signe d'une dégradation catastrophique. On constate également, en analysant les résultats obtenus pour l'acier utilisé C45, que la présence du sable dans le lubrifiant qui favorise le frottement et l'usure, conduit à un mauvais état de surface. On observe clairement, qu'une concentration élevée en polluant conduit à une rugosité élevée. En effet, le passage d'une proportion élevée de particules dans le contact fait augmenter la rugosité. Pour un fonctionnement avec une rotation élevée, on voit que la rugosité est faible que celle obtenue pour un fonctionnement avec une vitesse moindre. Une vitesse élevée améliore l'état de surface en conduisant à l'élimination rapide des aspérités. Donc la combinaison d'une vitesse de rotation élevée et une pression de contact importante, conduit à la fragmentation du sable en petites particules, minimisant ainsi le risque d'avoir une rugosité élevée.

IV.7.2 Visualisation graphique de l'évolution de la rugosité Ra

1- Pour une vitesse de rotation $n = 250 \text{ tr/min}$:

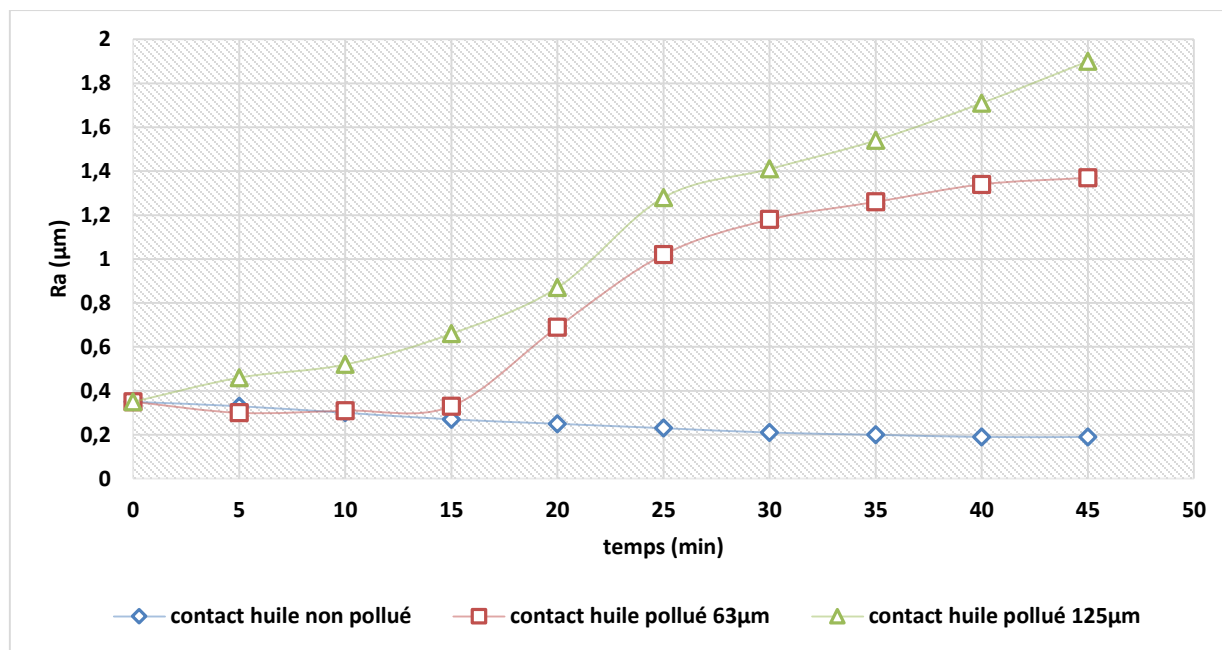


Figure IV.26 : Évolution de la rugosité pour $\alpha=0^\circ$.

2- Pour une vitesse de rotation $n = 250 \text{ tr/min}$:

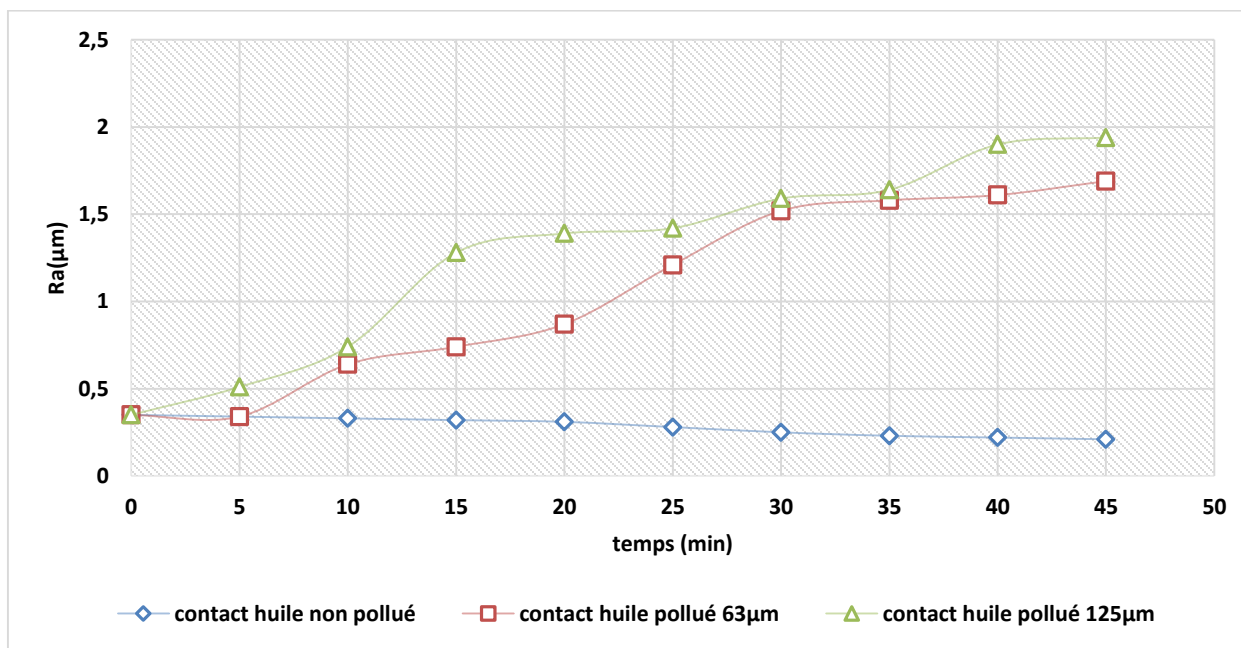


Figure IV.27 : Évolution de la rugosité pour $\alpha=0.5^\circ$

3- Pour une vitesse de rotation $n = 250 \text{ tr/min}$:

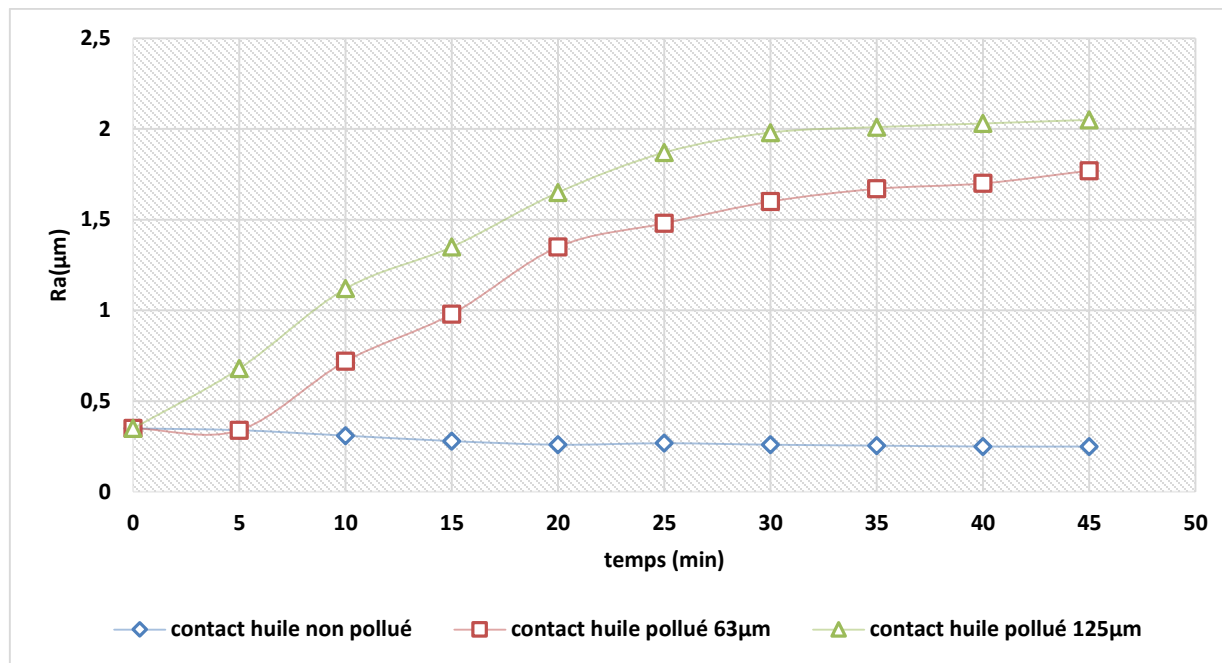


Figure IV.28 : Évolution de la rugosité pour $\alpha=1.1^\circ$.

1- Pour une vitesse de rotation $n = 355 \text{ tr/min}$:

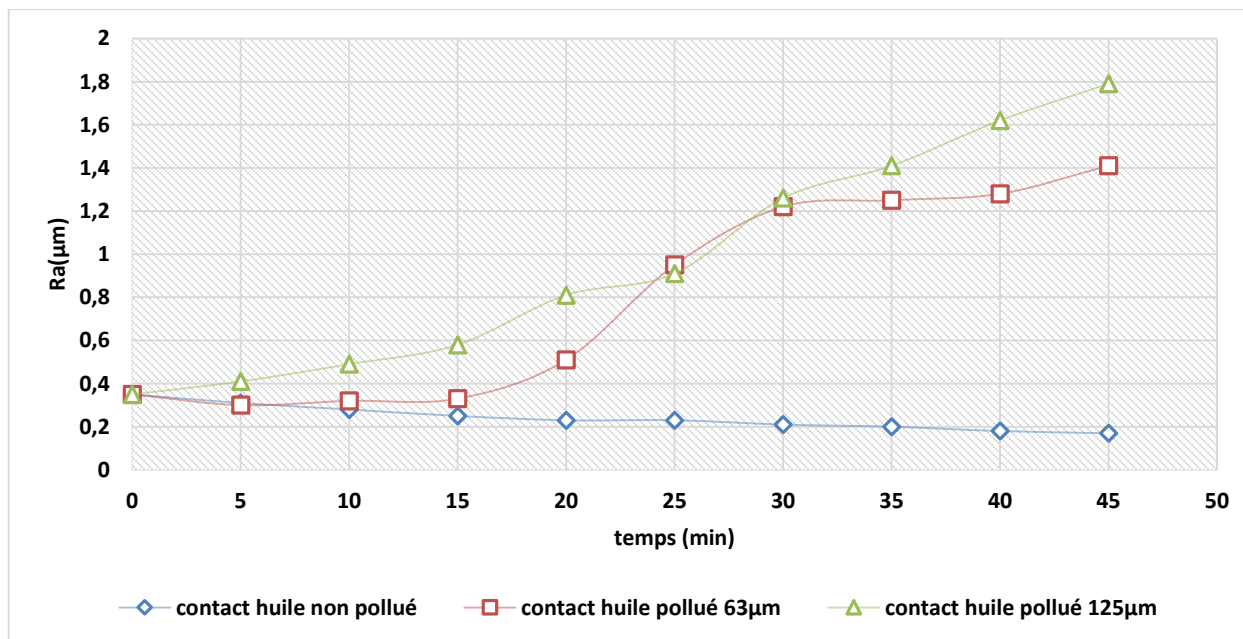


Figure IV.29 : Évolution de la rugosité pour $\alpha=0^\circ$.

2- Pour une vitesse de rotation $n = 355 \text{ tr/min}$:

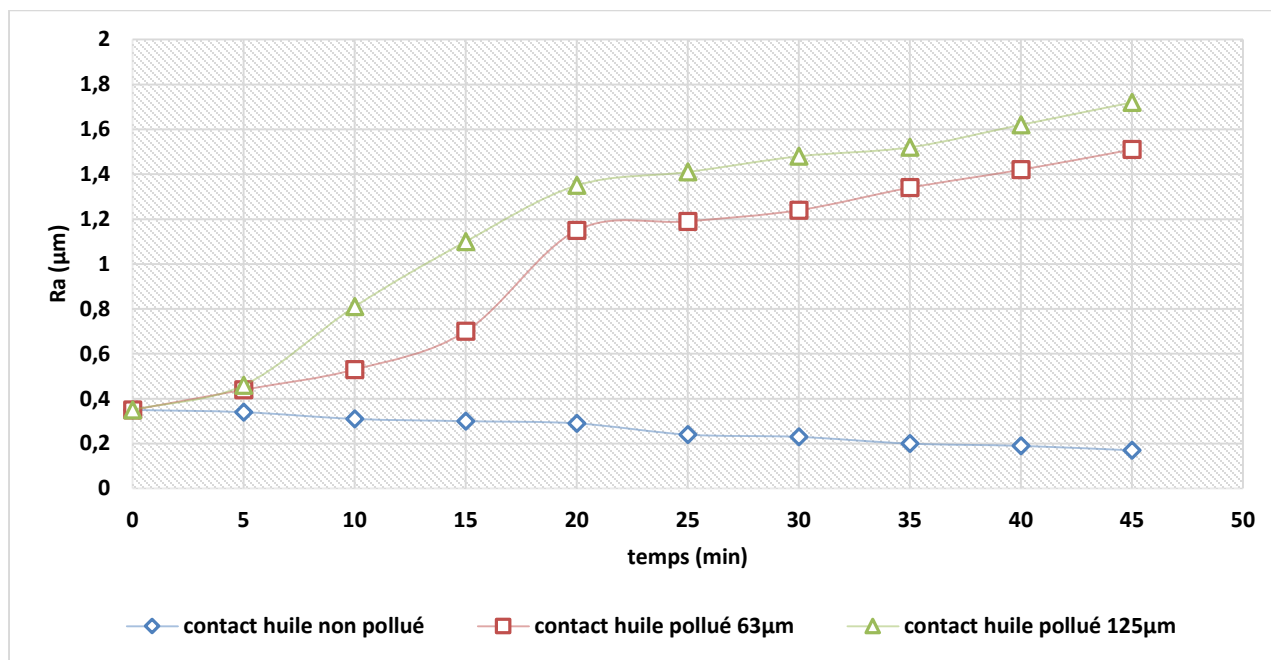


Figure IV.30 : Évolution de la rugosité pour $\alpha=0.5^\circ$.

3- Pour une vitesse de rotation $n = 355 \text{ tr/min}$:

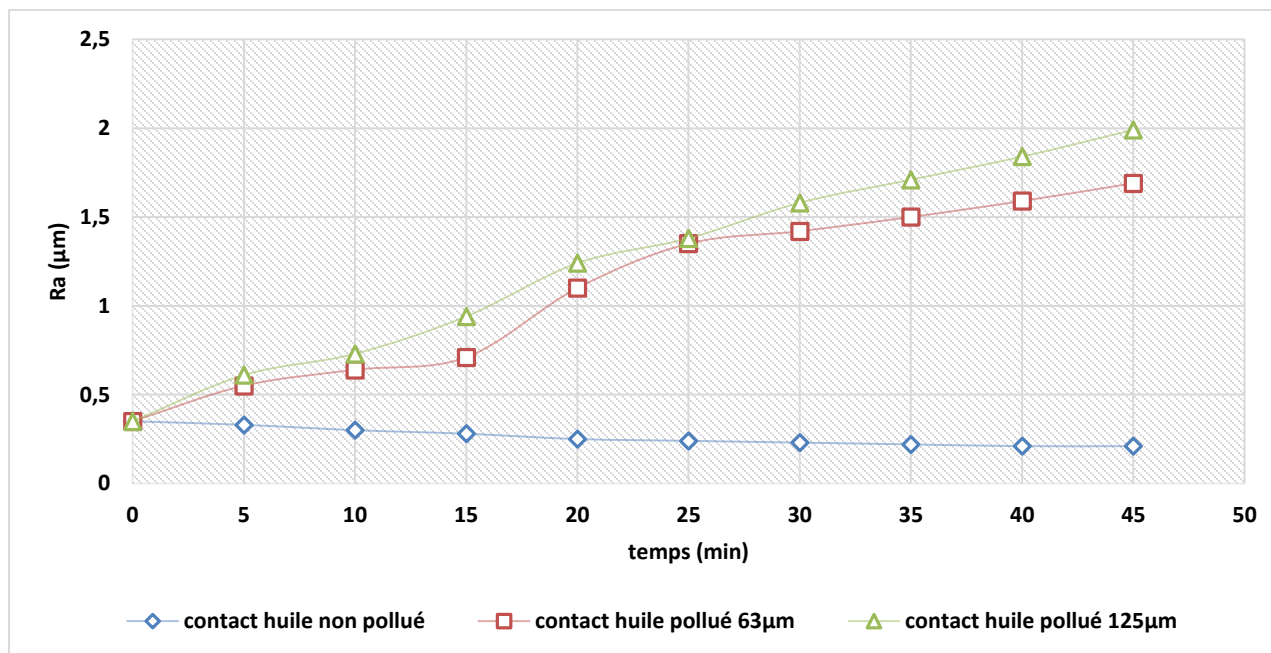


Figure IV.31 : Évolution de la rugosité pour $\alpha=1.1^\circ$.

1- Pour une vitesse de rotation $n = 500$ tr/min :

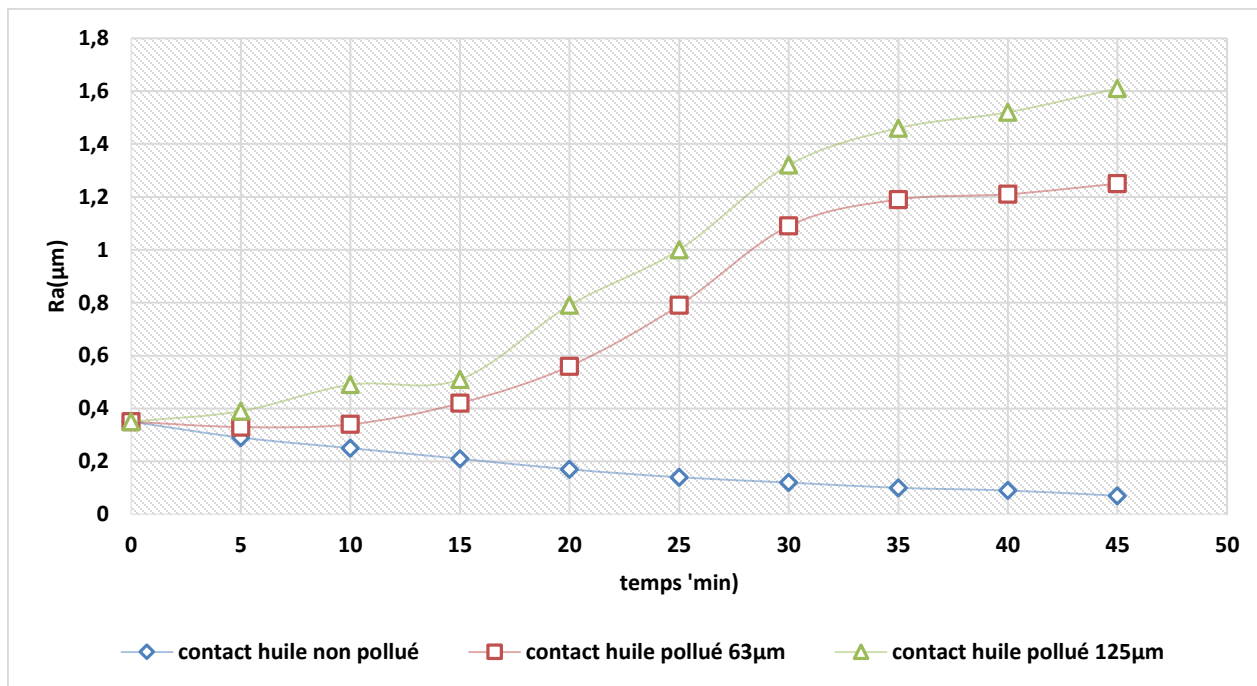


Figure IV.32 : Évolution de la rugosité pour $\alpha=0^\circ$.

2- Pour une vitesse de rotation $n = 500$ tr/min :

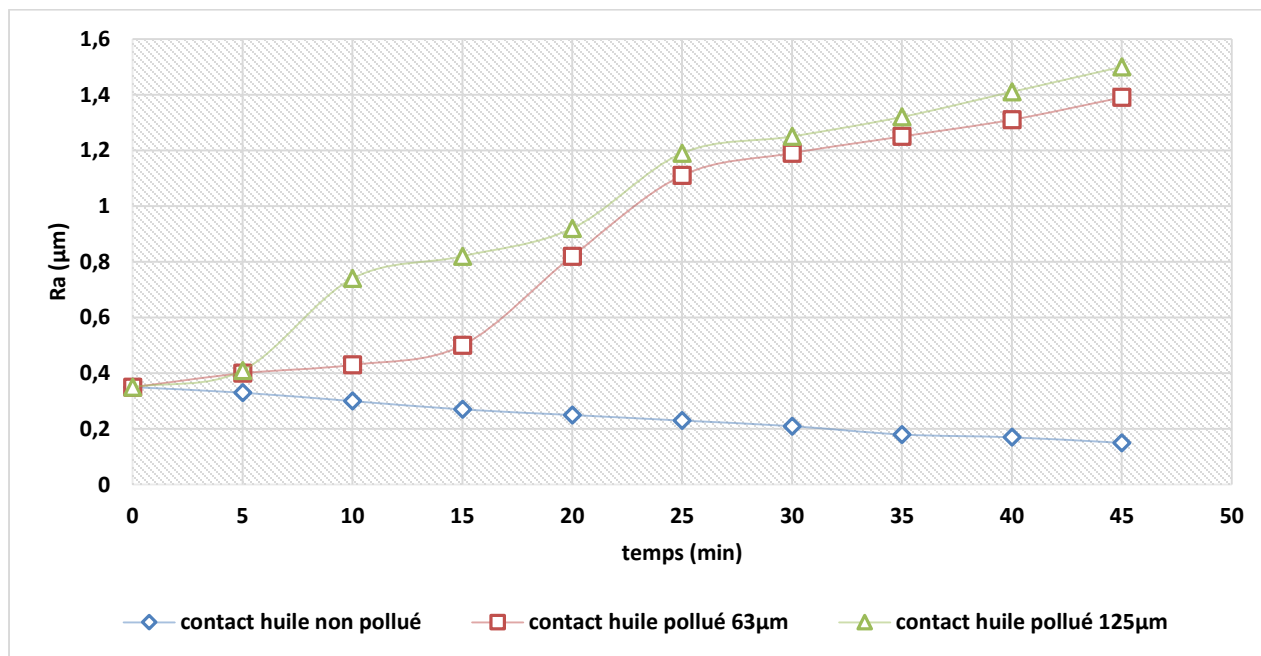


Figure IV.33 : Évolution de la rugosité pour $\alpha=0.5^\circ$.

3- Pour une vitesse de rotation $n = 500$ tr/min :

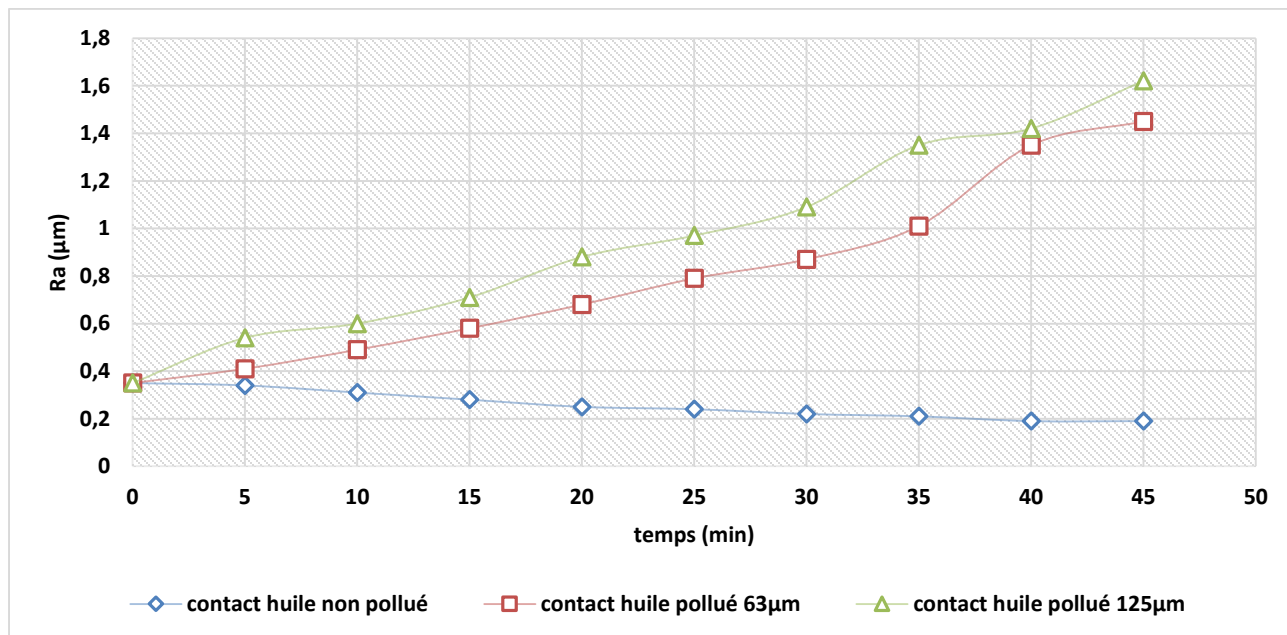


Figure IV.34 : Évolution de la rugosité pour $\alpha = 1.1^\circ$.

IV.8. Conclusion

Ce chapitre représente un volet essentiel de l'étude, consolidant l'ensemble des résultats obtenus concernant la dégradation des contacts mécaniques sous l'influence du mésalignement et de la pollution solide. L'objectif principal de cette recherche a été d'évaluer l'impact de ces facteurs sur la température, l'usure et la rugosité des surfaces en contact, en particulier dans des conditions de fonctionnement extrêmement rigoureuses. Les résultats obtenus ont fait l'objet d'une analyse approfondie et de discussions détaillées, mettant ainsi en lumière les mécanismes de dégradation en jeu. Ils démontrent de manière évidente que plus les conditions de fonctionnement sont sévères, plus le risque de dégradation des éléments mécaniques est élevé. Ce constat revêt une importance capitale car il souligne la nécessité cruciale de prendre en compte ces facteurs lors de la conception et de l'exploitation des systèmes mécaniques. L'évaluation de la température constitue un élément central de cette étude, fournissant des informations clés sur les contraintes thermiques engendrées lors des contacts mécaniques. Des températures élevées peuvent accélérer l'usure et altérer les propriétés des matériaux, pouvant entraîner une détérioration prématurée des composants. L'usure et la rugosité ont également été étudiées en profondeur. Les résultats mettent en évidence une augmentation significative de l'usure et des altérations de rugosité des surfaces en contact sous des conditions de

fonctionnement rigoureuses. La combinaison du mésalignement et de la pollution solide accentue encore davantage ces effets, conduisant ainsi à une dégradation accélérée des éléments mécaniques. Ce chapitre représente une contribution majeure pour appréhender la dégradation des contacts mécaniques. Les résultats obtenus offrent des perspectives claires sur les conséquences néfastes du mésalignement et de la pollution solide, soulignant l'importance capitale de prendre en compte ces facteurs lors de la conception et de l'exploitation des systèmes mécaniques. Cette étude fournit des bases solides pour élaborer des stratégies de prévention et d'optimisation en vue d'améliorer la durabilité et les performances des composants mécaniques, même dans les environnements les plus exigeants. Ces connaissances sont essentielles pour orienter les futurs développements technologiques visant à créer des systèmes plus résilients et adaptés aux contraintes extrêmes.

Chapitre V :

MODÉLISATION STATISTIQUE DE L'USURE ET DE LA RUGOSITÉ

V.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous nous sommes concentrés sur l'exploration approfondie des conséquences de la pollution solide des lubrifiants et du défaut d'alignement sur les évolutions de l'usure et de la rugosité de surface dans un contexte de contact EHD (Elasto-Hydrodynamique) roulant.

V.2 Préambule :

Le lubrifiant, en plus de sa fonction principale de réduire les frottements et l'usure, peut malheureusement devenir le vecteur de particules solides issues de l'environnement ou de l'usure interne des composants. Ces particules peuvent être composées de divers matériaux, dont le sable, et se retrouvent piégées entre les surfaces en contact, agissant alors comme des abrasifs. Le résultat est une usure accélérée des surfaces, entraînant une détérioration prématurée des composants mécaniques et potentiellement des défaillances coûteuses.

Parallèlement, le défaut de mésalignement, qui se manifeste par un désalignement géométrique entre les arbres, roulements ou autres composants mécaniques, peut entraîner une répartition inégale des charges et des contraintes sur les surfaces de contact. Cela peut provoquer des zones de contraintes élevées et des déformations non uniformes, qui à leur tour, favorisent l'usure, la déformation plastique et la rugosité.

L'objectif de ce chapitre est donc d'étudier en détail l'impact de la pollution solide des lubrifiants, en se concentrant spécifiquement sur l'influence du sable, ainsi que du défaut de mésalignement, sur l'évolution de l'usure et de la rugosité de surface lors d'un contact EHD roulant. Pour ce faire, nous avons utilisé une approche basée sur la méthode de surface de réponse, qui nous permet d'analyser les relations complexes entre les variables d'entrée et les résultats observés (usure, rugosité).

En complément de cette méthode, nous avons également employé l'ANOVA (Analyse de Variance) pour quantifier l'importance relative de chaque facteur d'influence et identifier les interactions significatives entre eux.

Les résultats obtenus dans cette étude sont essentiels pour comprendre comment la présence de particules solides dans les lubrifiants et les défauts de mésalignement peuvent altérer les performances des contacts mécaniques. De plus, cette analyse nous permettra de proposer des recommandations d'optimisation pour la conception et l'utilisation de systèmes mécaniques plus résistants à ces phénomènes de dégradation.

Ce chapitre présente une contribution importante à la compréhension des mécanismes complexes d'usure et de rugosité de surface, en mettant en évidence l'influence majeure de la pollution solide des lubrifiants et du défaut de mésalignement.

V.3. Mesures Expérimentales :

Pour le plan Box Behnken (BBD) utilisé, nous avons également pris en compte les valeurs moyennes de l'usure et des rugosités de surface R_a , R_t et R_z , nous pouvons affirmer que la répétabilité des mesures est de l'ordre de 3 à 6 %, ce qui est très pratique pour établir des modèles empiriques.

V.4 Conception expérimentale :

De nos jours, il est établi que la méthodologie de surface de réponse (RSM) est une combinaison de techniques mathématiques et statistiques principalement utilisées pour développer, améliorer et optimiser un processus. RSM est également hautement reconnu comme une procédure robuste qui donne une relation entre les variables d'entrée indépendantes et les réponses de sortie souhaitées. En effet, cette procédure peut être réalisée en quelques étapes : (1) définir les variables d'entrée et les réponses de sortie, (2) choisir un plan de conception expérimentale, (3) mener une analyse de régression en construisant des modèles RSM, (4) trouver les variables d'entrée les plus significatives affectant les réponses souhaitées en utilisant l'analyse statistique de la variance (ANOVA), (5) effectuer une analyse montrant à travers des visualisations 3D l'effet des variables d'entrée sur les réponses étudiées et enfin, (6) optimiser et vérifier les performances prévues.

Dans cette partie, la relation entre les variables d'entrée (charge transmise (Q), angle de désalignement (α), concentration de contaminant (C) et vitesse de rotation (V)) et la sortie Y définie comme une

réponse souhaitée (usure de surface (W) ou les composantes de la rugosité (R_a , R_t et R_z)) est donné comme suit :

$$Y = f(C, \alpha, V, Q) \quad \text{V-1}$$

Où f est la fonction de réponse. L'approximation de Y est donnée sous forme de modèle mathématique. En fait, le modèle adopté est un outil très utile pour étudier les effets des conditions de fonctionnement sur la dégradation des contacts élastohydrodynamiques (EHD) mésalignés.

Le modèle mathématique quadratique RMS adopté est donc :

$$Y = a_0 + \sum_{i=1}^k a_{1i} \cdot X_i + \sum_{i,j}^k a_{ij} \cdot X_i \cdot X_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} \cdot X_i^2 \quad \text{V-2}$$

Où :

a_0 est le terme libre des équations des modèles, les coefficients a_1, a_2, \dots, a_k sont les termes linéaires. Les coefficients $a_{12}, a_{13}, \dots, a_{ik}$ et $a_{11}, a_{22}, \dots, a_{kk}$ sont les interactions et les termes quadratiques respectivement. X_i : représente les paramètres d'entrée (C, α, V et Q).

Les données utilisées pour développer le modèle quadratique ont été explorées en concevant les expériences via le design Box Behnken (BBD). Ensuite, chaque variable d'entrée est variée sur trois niveaux codés par -1 ; 0 ; et +1. Le Tableau V.1 décrit les niveaux des quatre variables d'entrée utilisées ; cependant, la conception expérimentale se compose de 27 essais comme indiqué dans le tableau V.1.

V-5 Résultats et discussions :

De nos jours, il est reconnu que la présence inévitable de particules solides peut gravement endommager les surfaces en interaction. Dans cette étude, on a considéré un contact EHD mésaligné. Nous avons étudié statistiquement le comportement de l'usure (W) et des composantes de la rugosité de surface (R_a , R_t et R_z). Toutes les valeurs numériques des réponses considérées telles que l'usure et les composantes de la rugosité de surface sont illustrées dans le tableau V.1. D'après les résultats obtenus, les valeurs de l'usure (W) varient dans un intervalle de (0,029–0,13) mm. Tandis que la rugosité moyenne arithmétique (R_a), la rugosité totale (R_t) et la profondeur moyenne de la rugosité (R_z) varient selon les intervalles (0,76–2,38) μm , (7,99–15,2) μm et (4,01–10,02) μm , respectivement.

Tableau V.1 : Résultats de l'usure et de la rugosité pour diverses combinaisons de paramètres de fonctionnement

Essai	Paramètres de conception				Facteurs de réponse			
	V (rpm)	α (°)	C (g/l)	Q(Kg)	W (mm)	Ra (μm)	Rt (μm)	Rz (μm)
1	250	0,5	7,5	15	0,068	1,81	12,2	6,6
2	250	0,5	7,5	15	0,074	1,92	12,4	9,25
3	500	0	7,5	15	0,109	0,8	9,1	4,01
4	125	1,1	7,5	15	0,041	2,36	15,2	10,02
5	125	0,5	5	15	0,03	2,28	13,9	9
6	250	0,5	5	10	0,058	1,15	12,5	5,99
7	250	0	7,5	20	0,085	1,99	11	8
8	250	1,1	7,5	20	0,109	1,998	13	8,2
9	250	0,5	5	20	0,062	1,95	11	7,98
10	250	1,1	5	15	0,08	1,92	12,6	6,99
11	500	0,5	5	15	0,1	0,99	7,99	4,12
12	500	1,1	7,5	15	0,13	0,998	8,4	5,22
13	250	0,5	10	20	0,098	2,22	12	9,01
14	125	0,5	10	15	0,045	2,38	16	9,89
15	125	0,5	7,5	10	0,03	2,21	14,2	7,99
16	500	0,5	10	15	0,13	1,17	8,2	4,8
17	250	1,1	10	15	0,12	2,25	13	8,2
18	250	0,5	7,5	15	0,053	1,8	12	7,88
19	250	1,1	7,5	10	0,065	1,46	10,2	7,82
20	125	0,5	7,5	20	0,036	2,27	15,6	9,22
21	125	0	7,5	15	0,029	2,01	13,25	5,8
22	250	0,5	10	10	0,04	1,25	12,23	7,8
23	250	0	10	15	0,05	1,68	10,85	5,3
24	250	0	5	15	0,065	1,1	11	5,1
25	500	0,5	7,5	20	0,129	1,1	9,3	5,2
26	500	0,5	7,5	10	0,11	0,76	8,2	4,58
27	250	0	7,5	10	0,04	1,57	10	5,22

V.5.1 Analyses statistiques :

Comme prévu via le design Box Behnken (BBD), un ensemble de 27 essais est envisagé au lieu du plan factoriel complet de 81 essais. Également, il convient de noter que la durée de chaque essai de laboratoire est d'environ 60 minutes. D'autre part, les résultats expérimentaux de l'usure (W) et des composantes de la rugosité (Ra, Rt et Rz) pour différentes combinaisons des variables d'entrée (C, α , V et Q), sont décrits dans le Tableau V.1.

Afin de visualiser l'influence des principales variables d'entrée sur les réponses objet d'étude, il est fortement recommandé d'utiliser l'analyse de la variance (ANOVA). Dans notre étude, l'ANOVA est un outil efficace qui montre les effets des paramètres de conception sur l'usure (W) et les paramètres de la rugosité de surface (Ra, Rt et Rz) pour un contact mésaligné en présence des contaminants solides dans le lubrifiant.

Dans le tableau ANOVA, la somme des carrés SS_d est utilisée pour calculer la variabilité totale des facteurs d'entrées et leurs interactions. En fait, SS_d est une estimation importante du carré des écarts et examine principalement les différences entre les moyennes des groupes en évaluant la variation de chaque moyenne (\bar{Y}_1) autour de la grandeur moyenne totale (\bar{Y}) :

$$SS_d = N \cdot \sum_{i=1}^N (\bar{Y}_1 - \bar{Y})^2 \quad V - 3$$

Où :

N : est le nombre total de mesures.

La division de la somme des carrés (SS_{di}) par le degré de liberté (DF) donne les carrés moyens (MS_i):

$$MS_i = \frac{SS_{di}}{DF} \quad V - 4$$

Afin de montrer la signification statistique des facteurs sources, nous utilisons la valeur de probabilité P et le rapport de Fisher F. En statistique, la valeur P signifie la probabilité de l'observation. Par ailleurs, le niveau de signification du test est défini par le paramètre α qui est égal à 0,05 (c'est-à-dire un niveau de confiance de 95 %). En effet, si $P > 0.05$: le facteur source est insignifiant. Cependant, si $P < 0,05$: cela suggère que les valeurs observées sont significatives.

D'autre part, pour un niveau de confiance de 95 %, si le F calculé est supérieur au rapport de Fisher F tabulé, c'est également une indication claire sur la signification statistique de la variable source sur les réponses étudiées. Selon, l'ANOVA, le rapport F est donné par la relation suivante:

$$F_i = \frac{MS_i}{MS_e} \quad V - 5$$

Où :

MS_e est le carré moyen de l'erreur.

Dans le tableau ANOVA, il est également introduit le degré de liberté (DF) et le pourcentage de contribution (Pc%) de chaque facteur source de conception sur la variation totale de la réponse. Les valeurs obtenues de ‘‘Pc%’’ visualisent le niveau d’influence sur les réponses en question.

Ce pourcentage peut être estimé comme suit :

$$p\% = \frac{SS_d}{SS_t} \quad \text{V - 6}$$

Les résultats de l'ANOVA pour l'évolution de l'usure (W) et les composantes de la rugosité (Ra, Rt, Rz) sont indiqués dans les Tableaux V.2-V.5.

V.6. ANOVA pour l'usure :

Le Tableau V.2 indique la charge appliquée (Q), l'angle de mésalignement (α), la concentration du contaminant (C) et les interactions à deux niveaux de l'angle de mésalignement et de la concentration du polluant ($\alpha \times C$), de la charge appliquée et de la concentration du polluant ($Q \times C$) sont significatives. Respectivement, leur contributions sur la variabilité de l'usure sont (8,23 ; 5,57 ; 2,42 ; 2,68 et 2,62)%. En effet, avec la présence d'un défaut d'alignement et des particules polluantes dans l'huile lubrifiante, la séparation entre les surfaces en contact peut être perturbée et, par conséquent, une usure importante peut se produire.

Également, il est clair qu'avec une séparation perturbée (c'est-à-dire la destruction du film d'huile protecteur et réduction de la surface de contact), la charge transmise peut agir négativement et participer ainsi avantageusement à l'augmentation de l'usure. D'autre part, le Tableau V.2 montre que la vitesse de rotation (V) est le facteur le plus important qui affecte l'usure avec une contribution de l'ordre de 75,51 % sur la variabilité totale. En effet, les surfaces en contact interagissent d'autant plus avec une vitesse de rotation élevée. Dans ces conditions, avec la présence simultanée d'un défaut d'alignement et des polluants solides, l'effet de la vitesse de rotation s'accroît ce qui justifie son haut niveau de contribution sur l'évolution de l'usure. Par ailleurs, à partir du Tableau V.2, nous voyons clairement que toutes les sources restantes ne montrent aucune signification statistique.

Le comportement de l'usure sous l'effet de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V) est visualisé par la Figure. V.1. Les résultats obtenus révèlent que l'usure, des contacts roulants mésalignés en présence des polluants solides dans le lubrifiant, augmente avec l'augmentation de la charge et de

l'amplitude de la vitesse de rotation. Également, il peut être facile de déduire que l'usure de surface minimale peut se produire pour de faibles niveaux de la charge et de la vitesse de rotation. De La Figure. V.2, montrant l'évolution de l'usure en fonction de la concentration des polluants (C) et de l'angle de mésalignement (α), on remarque que l'usure apparaît comme une fonction croissante de C et α . Néanmoins, la valeur la plus faible de l'usure de surface est obtenue avec la combinaison des valeurs les plus basses de (C) et (α).

Tableau V.2 : Résultats de l'ANOVA pour l'usure

Source	somme de carrés	DF	Carré moyen	Valeur de F	Valeur de P	Pc (%)	Remarques
Model	0,028	14	2,02E ⁻⁰³	16,57	< 0.0001		signifiant
V	0,021	1	0,021	168,22	< 0.0001	75,51	signifiant
α	1,55E-03	1	1,55E-03	12,73	0,0039	5,57	signifiant
C	6,73E-04	1	6,73E-04	5,51	0,0368	2,42	signifiant
Q	2,29E-03	1	2,29E-03	18,76	0,001	8,23	signifiant
Vx α	3,87E-07	1	3,87E-07	3,17E-03	0,956	0,0014	insignifiant.
VxC	1,00E-04	1	1,00E-04	0,82	0,3821	0,36	insignifiant.
VxQ	7,50E-07	1	7,50E-07	6,15E-03	0,9388	0,0027	insignifiant.
α C	7,47E-04	1	7,47E-04	6,12	0,0293	2,68	signifiant
α Q	7,83E-07	1	7,83E-07	6,42E-03	0,9375	0,0028	insignifiant.
CxQ	7,29E-04	1	7,29E-04	5,98	0,0309	2,62	signifiant
V ²	1,86E-04	1	1,86E-04	1,53	0,2401	0,668	insignifiant.
α^2	2,59E-04	1	2,59E-04	2,13	0,1706	0,93	insignifiant.
C ²	3,68E-05	1	3,68E-05	0,3	0,593	0,13	insignifiant.
Q ²	2,09E-06	1	2,09E-06	0,017	0,898	0,0075	insignifiant.
Erreur	2,34E-04	2	1,17E-04			0,84	
Total	0,03	26				100	

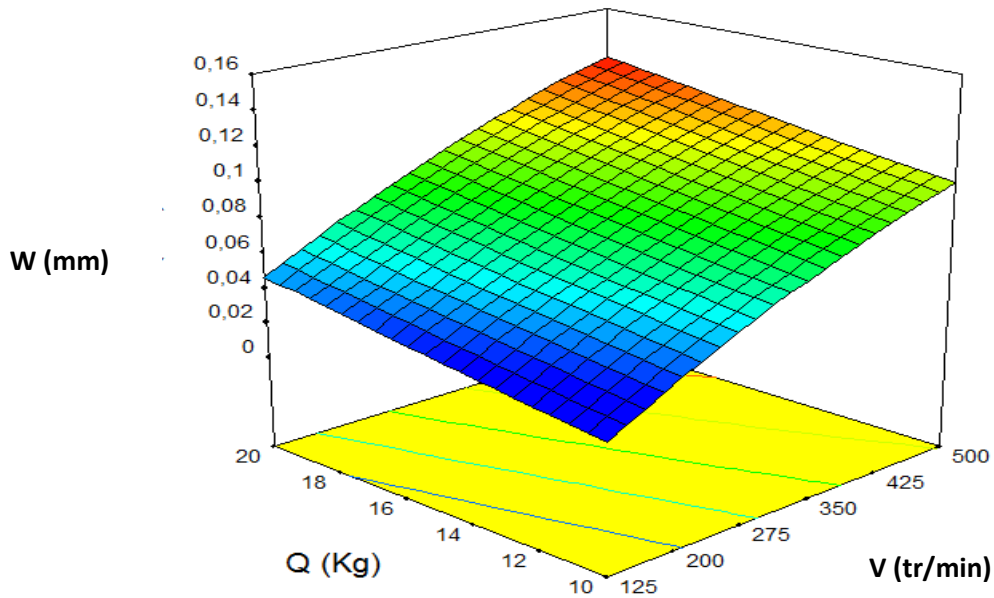


Figure V.1: Diagramme 3D : Effet de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V) sur l'évolution de l'usure ($\alpha = 0,55^\circ$ et $C = 7,5$ g/l)

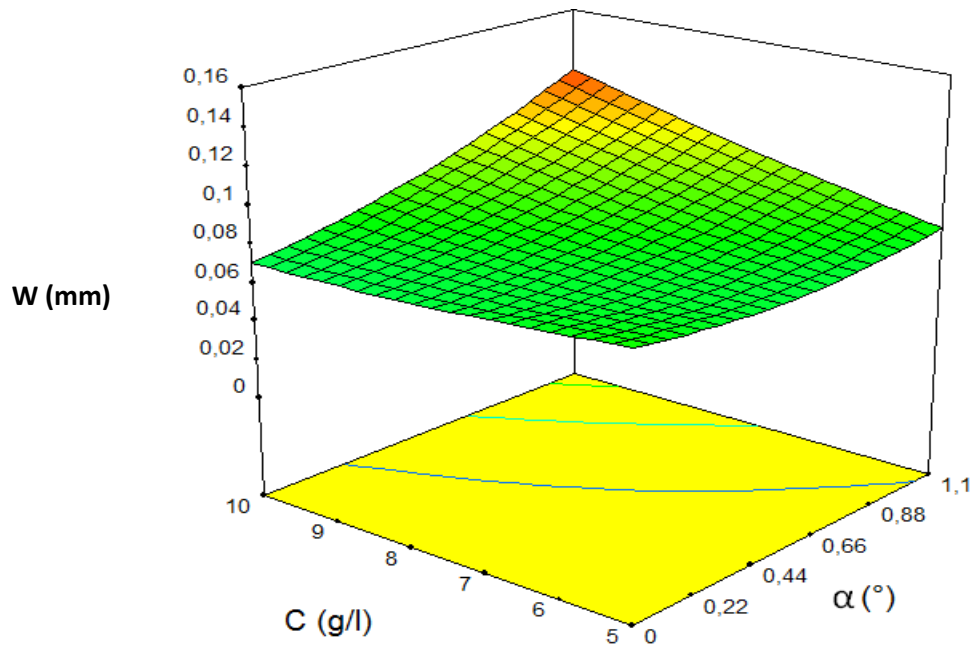


Figure V.2 : Diagramme 3D : Effet de la concentration du contaminant (C) et de l'angle de mésalignement (α) sur l'évolution de l'usure ($V = 312,5$ rpm et $Q = 15$ Kg).

V.7. ANOVA pour les composantes de la rugosité de surface :

Dans cette partie d'étude, nous nous intéressons particulièrement à l'analyse de la variance de la qualité de surface caractérisée par la rugosité moyenne arithmétique (R_a), la rugosité totale (R_t) et la profondeur moyenne de rugosité (R_z).

V.7.1. Rugosité moyenne arithmétique (R_a):

Le Tableau V.3 montre que la vitesse de rotation (V) et de la charge (Q) sont les facteurs qui ont plus d'influence sur l'évolution de la rugosité moyenne arithmétique (R_a). Leurs contributions sur la variation totale de R_a sont de l'ordre de 79,2 % et 11,79 % respectivement. Par ailleurs, les résultats obtenus révèlent que les autres paramètres source n'ont aucune signification statistique sur l'évolution de la rugosité moyenne arithmétique (R_a).

La Figure. V.3 visualise l'évolution de la rugosité moyenne arithmétique (R_a) en fonction de la charge appliquée (Q) et la vitesse de rotation (V). D'après les résultats obtenus, la rugosité R_a apparaît, d'une part, comme une fonction croissante de (Q) et, d'autre part, comme une fonction décroissante de (V). En effet, la présence simultanée des particules solides et d'un défaut d'alignement conduit à la réduction de la zone de contact entre les surfaces en interaction et perturbe ainsi la séparation du film d'huile. En conséquence, l'augmentation de la charge appliquée fait croître la rugosité (R_a) ; cependant, l'augmentation de la vitesse de rotation améliore la qualité de la surface par réduction de la rugosité (R_a). D'autre part, la Figure. V.3 montre que les valeurs les plus basses de (Q) et (V) engendrent de mauvais état de surface qui se caractérise par une rugosité R_a plus élevée.

L'effet de la concentration du polluant sable (C) et de l'angle de mésalignement (α) sur la rugosité (R_a) est illustré par la Figure V.4. Comme indiqué dans le Tableau V.3, ces deux paramètres n'ont aucun effet significatif sur la variation de la rugosité R_a . Ces résultats sont confirmés par ceux visualisés à la Figure. V.4 où la rugosité (R_a) est maintenue fixe (c'est-à-dire constante) avec l'augmentation de la concentration du polluant sable (C) et de l'angle de mésalignement (α).

Tableau V.3 :Résultats ANOVA pour la rugosité, Ra

Source	somme de carrés	DF	Carré moyen	Valeur de F	Valeur de P	Pc (%)	Remarques
Model	6,42	14	0.46	8,04	0,0004		signifiant
V	4,9	1	4,9	85,9	< 0.0001	79,2	signifiant
α	0,24	1	0,24	4,23	0,0622	3,87	insignifiant.
C	0,18	1	0,18	3,19	0,0993	2,91	insignifiant.
Q	0,73	1	0,73	12,79	0,0038	11,79	signifiant
Vx α	7,70E-03	1	7,70E-03	0,14	0,7196	0,124	insignifiant.
VxC	1,08E-06	1	1,08E-06	1,90E-05	0,9966	1,74E-05	insignifiant.
VxQ	1,04E-03	1	1,04E-03	0,018	0,8947	0,017	insignifiant.
α xC	0,011	1	0,011	0,2	0,6621	0,178	insignifiant.
α xQ	3,06E-03	1	3,06E-03	0,054	0,8207	0,049	insignifiant.
CxQ	7,23E-03	1	7,23E-03	0,13	0,7281	0,117	insignifiant.
V ²	0,011	1	0,011	0,2	0,6657	0,178	insignifiant.
α^2	0,034	1	0,034	0,59	0,4568	0,55	insignifiant.
C ²	8,73E-03	1	8,73E-03	0,15	0,7024	0,141	insignifiant.
Q ²	0,045	1	0,045	0,79	0,3913	0,73	insignifiant.
Erreur	8,87E-03	2	4,43E-03			0,143	
Total	7,1	26				100	

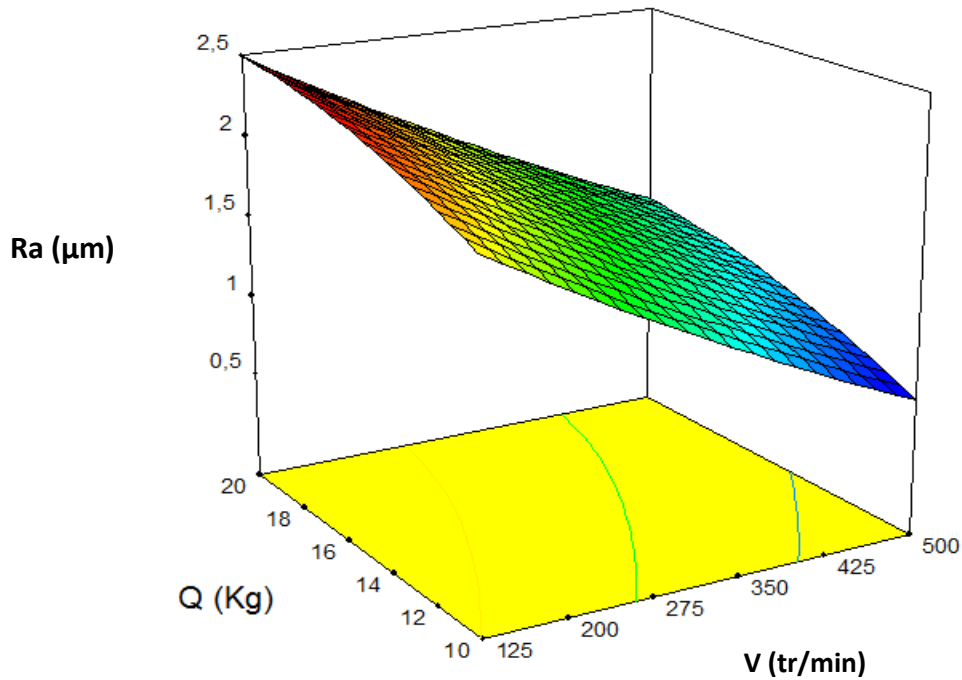


Figure V.3 :Diagramme 3D : Effet de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V) sur la rugosité moyenne arithmétique (Ra) ($\alpha = 0,55^\circ$ et $C= 7,5$ g/l)

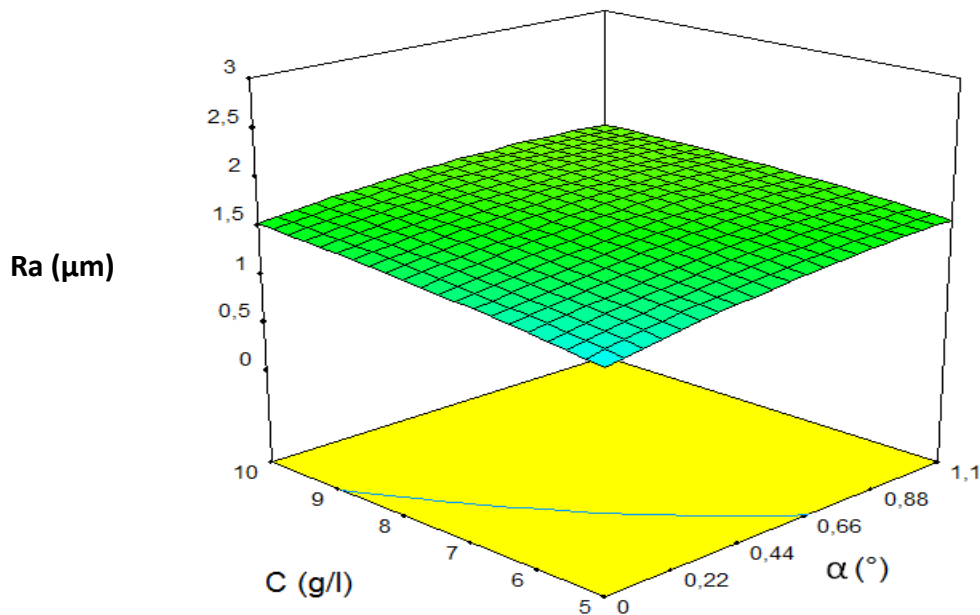


Figure V.4 : Diagramme 3D : Effet de la concentration du contaminant (C) et de l'angle de mésalignement (α) sur la rugosité moyenne arithmétique (Ra) ($V = 312,5$ rpm et $Q= 15$ Kg).

V.7.2 Rugosité totale (Rt) :

D'après l'analyse de la variance décrite dans le tableau V.4, on peut clairement constater que la vitesse de rotation est le seul facteur ($P\% \approx 89,07\%$) qui présente une signification statistique sur l'évolution de la rugosité totale (Rt).

Selon le Tableau V.4, on constate également que toutes les variables d'entrée restantes ne présentent pas de signification statistique sur la rugosité totale (Rt).

Par ailleurs, les résultats ANOVA de la rugosité totale (Rt) en fonction de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V), tel qu'illustré par la Figure V.5, montrent que la rugosité totale (Rt) apparaît comme une fonction croissante de (Q) et une fonction décroissante de (V). Comme illustré, nous pouvons également constater que la rugosité totale optimale (minimale) se produit avec une association de valeurs inférieures de la charge (Q) et de valeurs supérieures de la vitesse de rotation (V).

La Figure.V.6, pour sa part, montre la variation de la rugosité totale (Rt) avec l'effet de la concentration du contaminant (C) et de l'angle de mésalignement (α). En effet, on constate clairement que la rugosité totale (Rt) augmente avec l'augmentation des paramètres C et α . La valeur optimale (inférieure) de Rt est ainsi obtenue avec de faibles valeurs de l'angle de mésalignement (α) et de la concentration du contaminant (C). En revanche, les valeurs les plus élevées de Rt sont obtenues avec une concentration élevée du contaminant et un angle de mésalignement plus élevé.

Tableau V.4 : Résultats de l'ANOVA pour la rugosité, Rt

Source	somme de carrés	DF	Carré moyen	Valeur de F	Valeur de P	Pc (%)	Remarques
Model	126,48	14	9,03	13,57	< 0,0001		signifiant
V	112,05	1	112,05	168,27	< 0,0001	89,07	signifiant
α	2,97	1	2,97	4,45	0,0565	2,36	insignifiant.
C	0,4	1	0,4	0,6	0,4553	0,318	insignifiant.
Q	1,43	1	1,43	2,14	0,1691	1,136	insignifiant.
Vx α	1,94	1	1,94	2,92	0,1133	1,54	insignifiant.
VxC	0,51	1	0,51	0,77	0,3985	0,405	insignifiant.
VxQ	4,87E-04	1	4,87E-04	7,31E-04	0,9789	3,87E-04	insignifiant.
α xC	0,052	1	0,052	0,079	0,7839	0,041	insignifiant.
α xQ	1	1	1	1,5	0,2435	0,794	insignifiant.
CxQ	0,4	1	0,4	0,61	0,4515	0,318	insignifiant.
V ²	2,71	1	2,71	4,08	0,0664	2,154	insignifiant.
α^2	1,71	1	1,71	2,57	0,1347	1,36	insignifiant.
C ²	0,018	1	0,018	0,027	0,8724	0,014	insignifiant.
Q ²	0,52	1	0,52	0,78	0,3932	0,413	insignifiant.
Erreur	0,08	2	0,04			0,063	
Total	134,47	26				100	

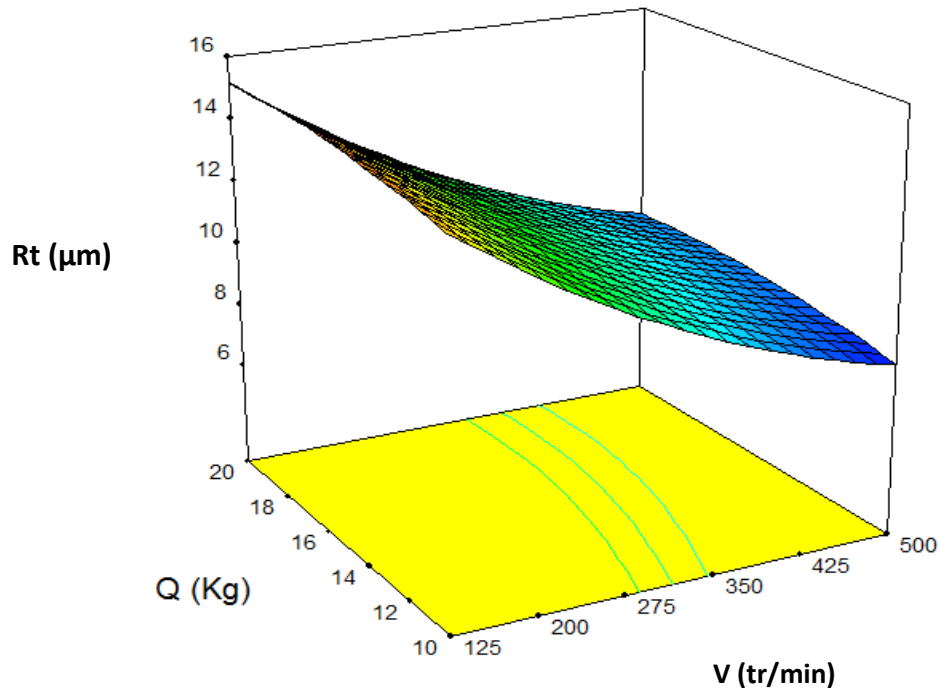


Figure V.5 : Diagramme 3D : Effet de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V) sur la rugosité totale (R_t) ($\alpha = 0,55^\circ$ et $C = 7,5 \text{ g/l}$)

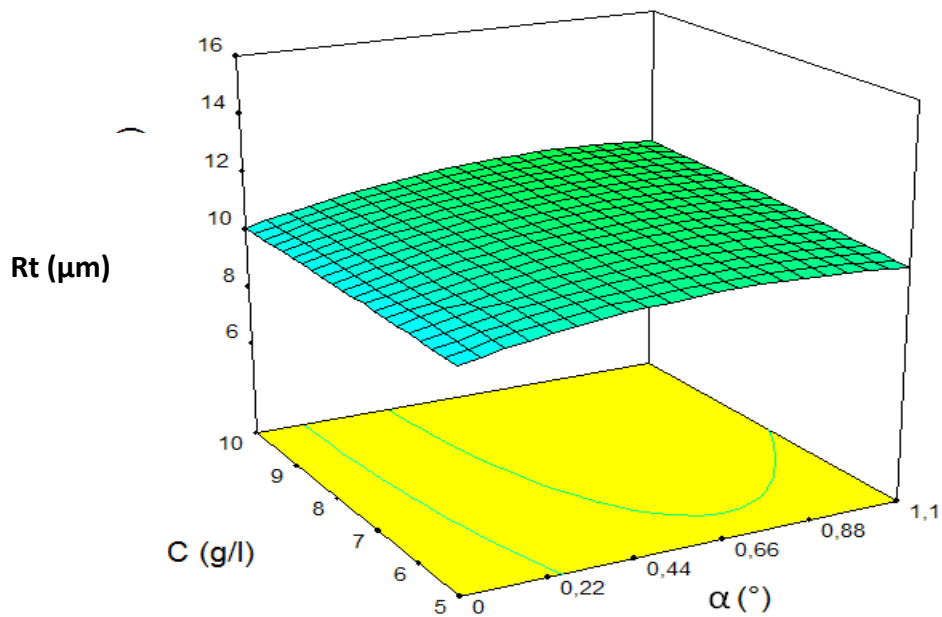


Figure V.6 : Diagramme 3D : Effet de la concentration du contaminant (C) et de l'angle de mésalignement (α) sur la rugosité totale (R_t) ($V = 312,5 \text{ rpm}$ et $Q = 15 \text{ Kg}$).

V.7.3 Profondeur moyenne de rugosité (Rz):

à partir du Tableau V.5, de l'analyse de variance (ANOVA) de la rugosité Rz, on peut se rendre compte que la vitesse de rotation (V) ($P\% \approx 59,65\%$), l'angle de mésalignement (α) ($P\% \approx 15,67\%$), la charge (Q) ($P\% \approx 5,71\%$) et le produit (α^2) ($P\% \approx 6,257\%$) ont une signification statistique sur la variabilité totale de la profondeur moyenne de rugosité (Rz). D'après les résultats du Tableau V.5, les autres facteurs sources n'ont pas de signification statistique. L'effet principal de la charge appliquée et de la vitesse de rotation sur l'évolution de la rugosité (Rz) est illustré par la Figure V.7. Comme visualisé, nous observons clairement que la rugosité (Rz) est fortement affectée par la charge (Q) et la vitesse de rotation (V). En effet, la rugosité Rz augmente avec l'augmentation de (Q) ; cependant, elle apparaît comme une fonction décroissante de la vitesse de rotation (V). D'après la Figure V.7, les valeurs optimales de Rz sont déduites pour de faibles valeurs de la charge et des valeurs plus élevées de la vitesse de rotation. Par ailleurs, comme illustré par la Figure.V.8, on constate que la rugosité (Rz) augmente avec l'augmentation des paramètres C et α . Dans ce cas, la rugosité la plus faible (Rz) est obtenu avec des valeurs inférieures de C et α .

Tableau V.5 : Résultats ANOVA pour Rz.

Source	somme de carrés	DF	Carré moyen	Valeur de F	Valeur de P	Pc (%)	Remarques
Model	81,33	14	5,81	8,01	0,0004		signifiant
V	47	1	47	64,8	< 0.0001	59,65	signifiant
α	12,35	1	12,35	17,02	0,0014	15,67	signifiant
C	2,24	1	2,24	3,08	0,1045	2,84	insignifiant.
Q	4,5	1	4,5	6,2	0,0284	5,71	signifiant
Vxα	1,46	1	1,46	2,01	0,1819	1,85	insignifiant.
VxC	0,024	1	0,024	0,034	0,8576	0,03	insignifiant.
VxQ	0,2	1	0,2	0,28	0,6082	0,25	insignifiant.
αC	0,23	1	0,23	0,32	0,5849	0,29	insignifiant.
αQ	1,4	1	1,4	1,93	0,1905	1,77	insignifiant.
CxQ	0,15	1	0,15	0,21	0,6552	0,19	insignifiant.
V²	0,21	1	0,21	0,28	0,6034	0,266	insignifiant.
α^2	4,93	1	4,93	6,79	0,023	6,257	signifiant
C²	0,58	1	0,58	0,8	0,389	0,736	insignifiant.
Q²	3,11E-03	1	3,11E-03	4,29E-03	0,9489	0,0039	insignifiant.
Erreur	3,51	2	1,76			4,45	
Total	90,04	26				100	

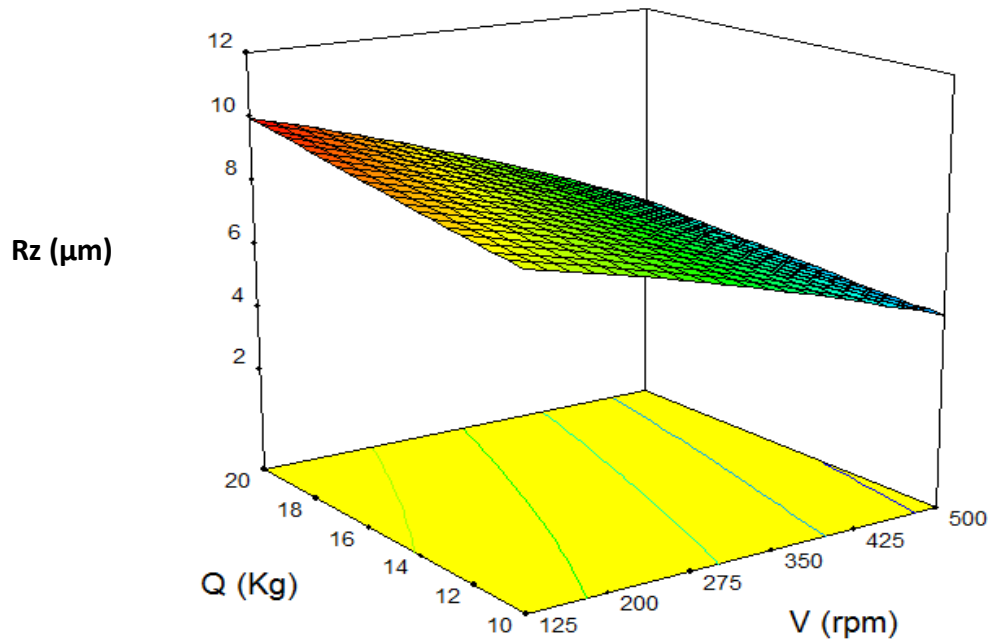


Figure V.7 : Diagramme 3D : Effet de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V) sur la profondeur moyenne de rugosité (R_z) ($\alpha = 0,55^\circ$ et $C = 7,5 \text{ g/l}$)

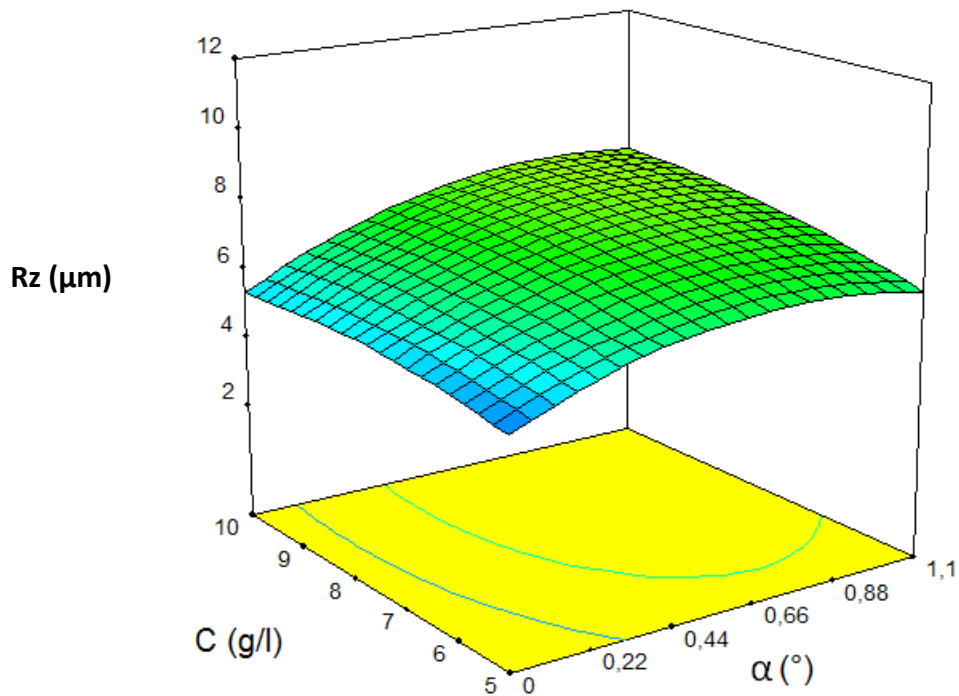


Figure V.8 : Diagramme 3D : Effet de la concentration du contaminant (C) et de l'angle de mésalignement (α) sur la profondeur moyenne de rugosité (R_z) ($V = 312,5 \text{ rpm}$ et $Q = 15 \text{ Kg}$)

V.8. Modèles de régression :

En utilisant la méthodologie de surface de réponse (RSM), nous pouvons établir les équations de régression représentant des modèles quadratiques d'usure et de rugosité de surface pour un contact roulant EHL pollué et mésaligné. En effet, en appliquant la méthode des moindres carrés aux données expérimentales, les modèles quadratiques des réponses étudiées, à savoir : l'usure (W) et les composantes de la rugosité de surface (Ra, Rt et Rz), en fonction des variables d'entrée telles que la concentration du contaminant (C), la vitesse de rotation (V), la charge (Q) et l'angle de mésalignement (α) sont exprimés comme suit (Tableau V.6):

Tableau V.6: Modèles de régression

N	Type du modèle	Equation du modèle mathématique	Coefficient de détermination, R ²
01	Usure « W »	$W = 0,133532 + 0,000256453 V - 0,0778204 \alpha - 0,0274837 C - 0,00612211 Q + 2,90249 \times 10^{-6} V \alpha + 1,03147 \times 10^{-5} V \alpha C + 4,45805 \times 10^{-7} V \alpha Q + 0,0099093 \alpha C + 0,000160431 \alpha Q + 0,00108 C \alpha Q - 1,93778 \times 10^{-8} V^2 + 0,0232828 \alpha^2 + 0,000420242 C^2 + 2,50605 \times 10^{-5} Q^2$	R ² =0,9508
02	Rugosité « Ra »	$Ra = 0,574185 - 0,00438652 V + 0,82171 \alpha + 0,118447 C + 0,127309 Q - 0,000409478 V \alpha - 1,07029 \times 10^{-6} V \alpha C + 1,66077 \times 10^{-5} V \alpha Q - 0,0387982 \alpha C + 0,0100295 \alpha Q + 0,0034 C \alpha Q + 1,50133 \times 10^{-6} V^2 - 0,26553 \alpha^2 - 0,00647412 C^2 - 0,00367853 Q^2$	R ² =0,9037
03	Rugosité « Rt »	$Rt = 14,3127 - 0,0223382 V + 1,58955 \alpha + 0,024066 C + 0,164387 Q - 0,00650363 V \alpha - 0,000735365 V \alpha C + 1,13515 \times 10^{-5} V \alpha Q + 0,0830159 \alpha C + 0,181491 \alpha Q + 0,0254 C \alpha Q + 2,33867 \times 10^{-5} V^2 - 1,89293 \alpha^2 - 0,0092753 C^2 - 0,0125188 Q^2$	R ² =0,9406
04	Rugosité « Rz »	$Rz = -3,02866 + 0,000944492 V + 8,94238 \alpha + 1,173 C + 0,398065 Q - 0,00563141 V \alpha - 0,000160735 V \alpha C - 0,000230739 V \alpha Q + 0,173367 \alpha C - 0,214297 \alpha Q - 0,0156 C \alpha Q - 6,44889 \times 10^{-6} V^2 - 3,20934 \alpha^2 - 0,052736 C^2 + 0,000966012 Q^2$	R ² =0,9033

La qualité de l'ajustement des modèles quadratiques a été mesurée en utilisant le coefficient de détermination. Selon les équations de régression ci-dessus, nous remarquons que tous les modèles quadratiques étudiés montrent un coefficient de détermination plus élevé, R², supérieur à 90%. En effet, il est bien connu que la prédiction de l'efficacité des modèles est atteinte lorsque les valeurs de R² s'approche de l'unité (R²≅1). Les valeurs prédites des modèles développés sont ensuite comparées

aux données expérimentales. visualisé par les Figures 13-16 où les résultats montrent que les modèles quadratiques obtenus sont cohérents et très appropriés pour prédire la dégradation d'un contact roulant EHL mal aligné et contaminé.

V.8.1. Confrontation des résultats :

Sans indiquer une très bonne corrélation dans tous les cas ($R^2 \geq 0,90$), le coefficient de corrélation autorise l'ajustement linéaire. Dans les figures (V.9 - V.10 - V.11 - V.12) ou sont représentées la différence entre les résultats expérimentaux (valeur observé) et les résultats obtenus par le modèle mathématique (valeur estimé), on distingue qu'il y'a une bonne concordance entre la théorie et la pratique.mesuré

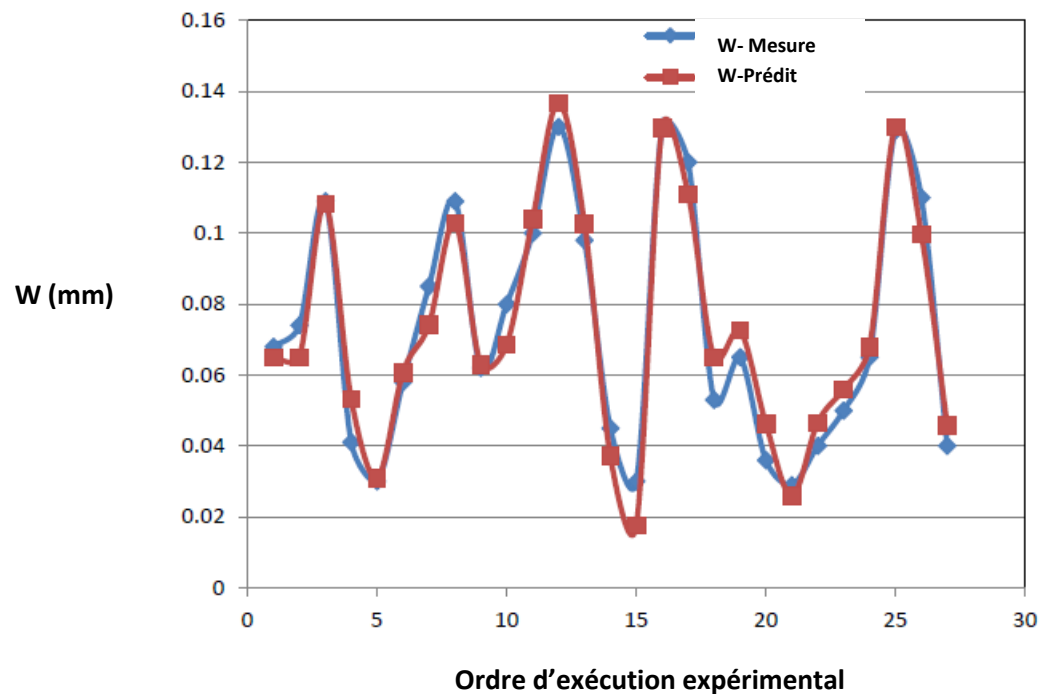


Figure V.9 : Valeurs mesurées et prédites de l'usure de surface

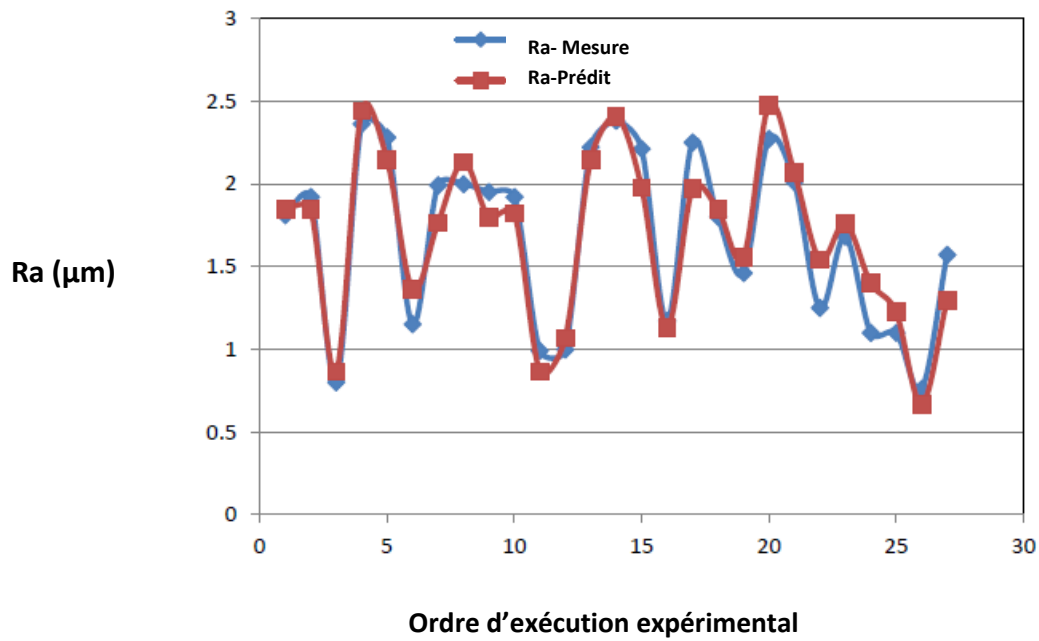


Figure V.10 : Valeurs mesurées et prédites de la rugosité de surface moyenne arithmétique, Ra

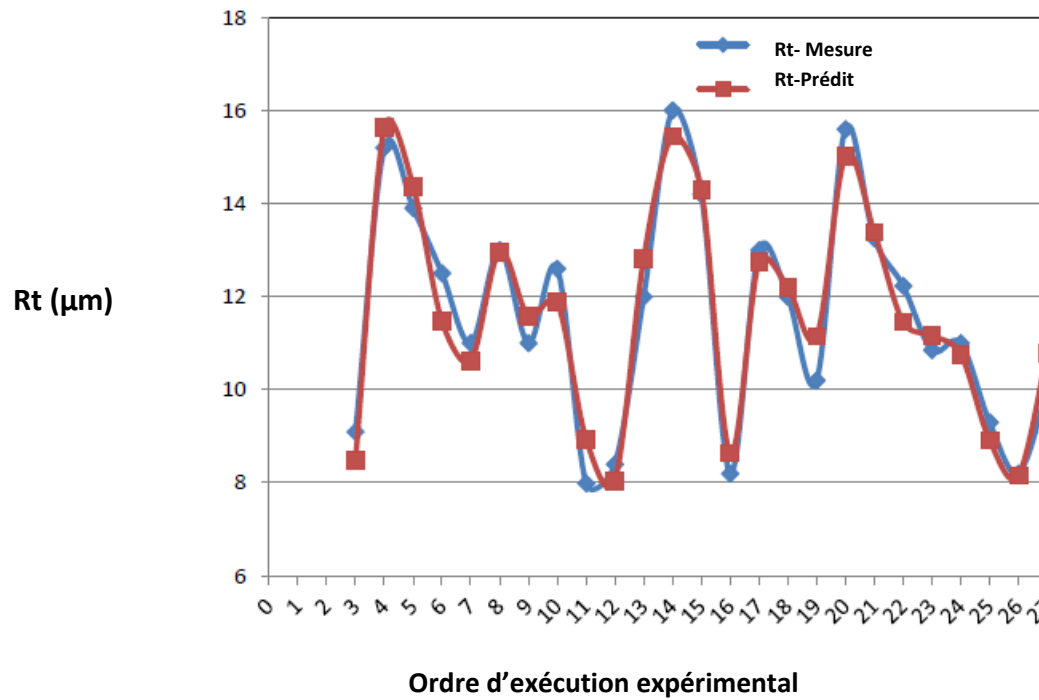


Figure V.11 : Valeurs mesurées et prédites de la rugosité totale de la surface, Rt

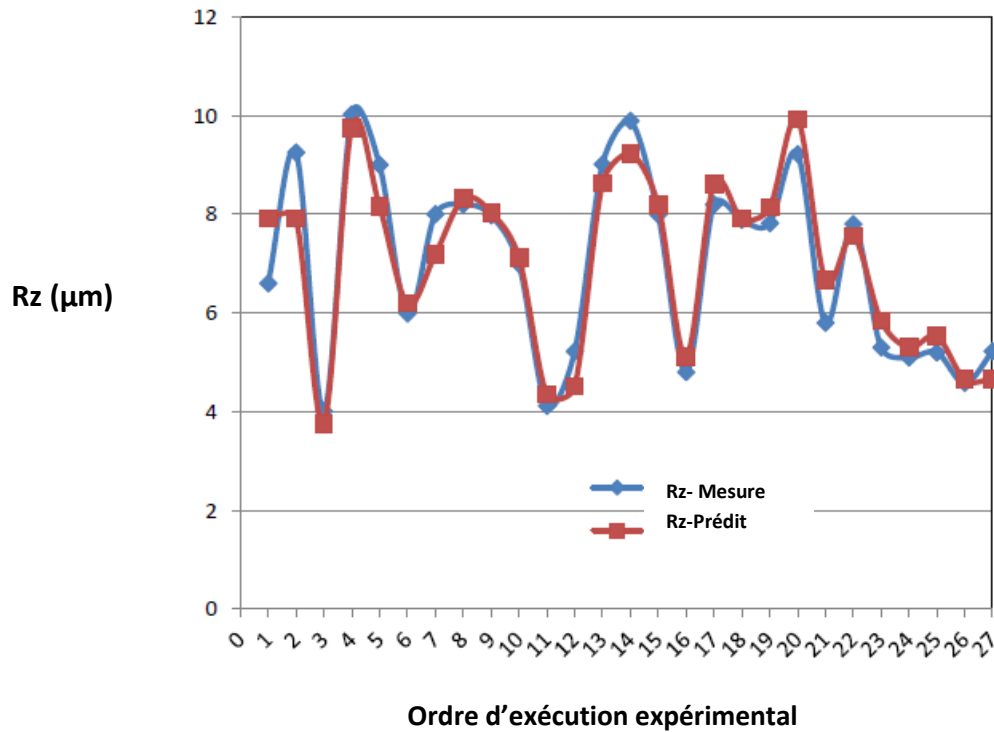


Figure V.12 : Valeurs mesurées et prédites de la profondeur moyenne de rugosité de surface, Rz.

V.9. Optimisation des conditions tribologiques de fonctionnement :

Les conditions tribologiques de fonctionnement optimales pour un contact EHL mésaligné et contaminé avec les contraintes des plages paramétriques de fonctionnement sont celles correspondant aux valeurs inférieures de l'usure de surface (W) et des rugosités de surface (R_a , R_t et R_z). En effet, lors du processus d'optimisation, les contraintes employées sont visualisées par le **Tableau V.1** considérant que les solutions optimales sont résumées dans le **Tableau V.7** dans le but de diminuer le niveau de désirabilité.

Les résultats d'optimisation RSM pour l'usure (W) et les rugosités de surface (R_a , R_t et R_z) sont rapportés dans le **Tableau V.8** et la Figure V.13. Les paramètres de conception optimaux sont trouvés comme suit : angle de mésalignement : $\alpha=0^\circ$, concentration en contaminant : $C=10$ g/l, charge : $Q=10$ Kg et vitesse de rotation V variant de 402,655 tr/min à 431,551 tr/min. Les valeurs optimisées de l'usure (W) et des rugosités (R_a , R_t et R_z) sont $W = (0,065 \text{ à } 0,071)$ mm, $R_a = (0,81 \text{ à } 0,87)$ μm , $R_t = (8,149 \text{ à } 8,44)$ μm et $R_z = (3,462 \text{ à } 3,703)$ μm respectivement. La figure V.14 présente la barre

graphique de désirabilité pour les conditions de fonctionnement d'entrée et les réponses de sortie avec une désirabilité combinée de l'ordre de 0,932057.

Tableau V.7 : Contraintes d'optimisation des conditions opératoires.

Condition	objectif	Limite inférieure	Limite supérieur
Vitesse de rotation: V	est à portée	125	500
Angle d'alignement : α	est à portée	0	1.1
Concentration : C	est à portée	5	10
La charge: Q	est à portée	10	20
Usure: W	minimise	0,029	0,13
Rugosité : Ra	minimise	0,76	2,38
Rugosité : Rt	minimise	7,99	16
Rugosité : Rz	minimise	4,01	10,02

Tableau :V.8: Résultats de l'optimisation

Solution N°	V, rpm	α°	C, g/l	Q, Kg	W, mm	Ra, μm	Rt, μm	Rz, μm	Désirabilité
1	416.088	0	10	10	0,068	0,856	8,3	3.593	0,863
2	422.022	0	10	10	0,069	0,838	8,24	3.543	0,863
3	425.069	0	10	10	0,070	0,829	8,211	3.517	0,863
4	411.404	0	10	10.001	0,067	0,87	8,348	3.634	0,863
5	426.419	0	10	10.002	0,070	0,825	8,198	3.506	0,863
6	402.655	0	10	10	0,065	0,896	8,44	3.703	0,863
7	431.551	0	10	10	0,071	0,81	8,149	3.462	0,863
8	419.86	0	10	10.016	0,069	0,846	8,264	3.564	0,863

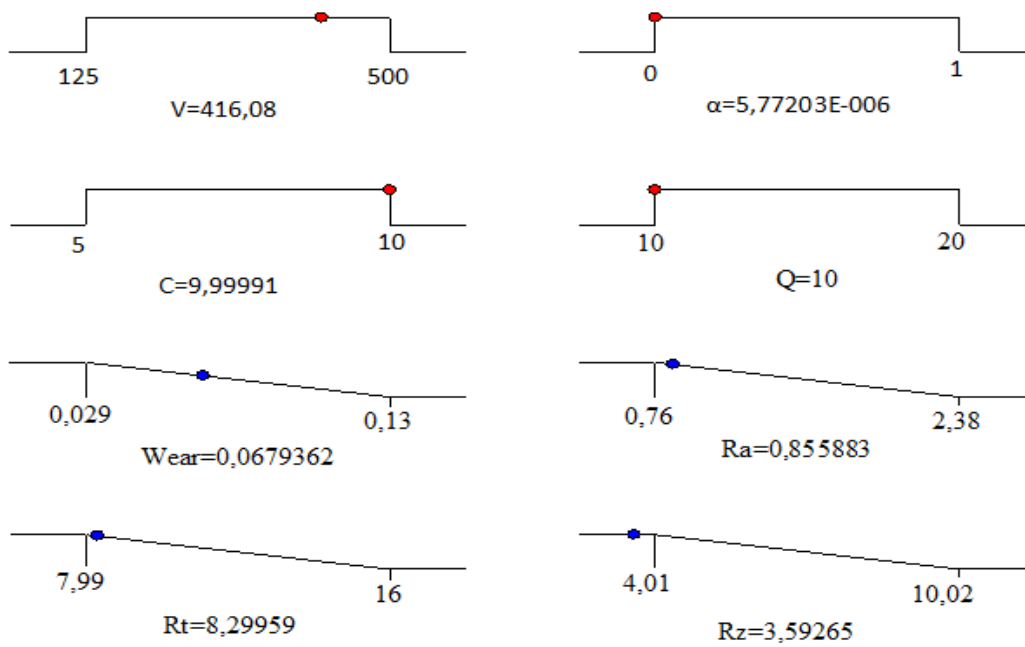


Figure V.13 : Graphique de la fonction de rampe pour les composantes d'usure et des rugosités de surface.

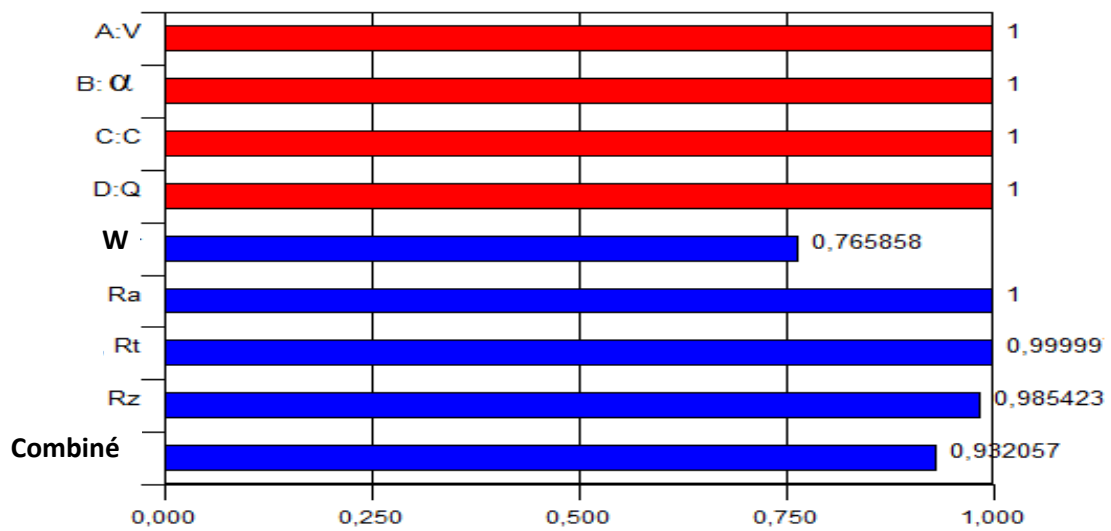


Figure V.14 : Graphique à barres 3D de la désirabilité.

Tableau V.9: Confirmation des Résultats

Essai N°	Paramètres				Résultats de confirmation VS Pred		
	V(tr/min)	α (°)	C(g/l)	Q(kg)	Exp	Pred	%erreur
usure (W)							
1	500	0	7,5	15	0,113	0,108	4,42
2	250	0,5	10	20	0,096	0,102	6,25
3	125	0,5	7,5	20	0,036	0,046	27,77
4	500	0,5	7,5	10	0,106	0,099	6,6
Régosité (Ra)							
1	500	0	7,5	15	0,836	0,865	3,46
2	250	0,5	10	20	2,226	2,143	3,73
3	125	0,5	7,5	20	2,263	2,472	9,23
4	500	0,5	7,5	10	0,77	0,666	13,5
Régosité (Rt)							
1	500	0	7,5	15	9,133	8,483	7,11
2	250	0,5	10	20	12,166	12,82	5,37
3	125	0,5	7,5	20	15,466	15,15	2,91
4	500	0,5	7,5	10	9,166	8,159	0,08
Régosité (Rz)							
1	500	0	7,5	15	4,01	3,762	6,18
2	250	0,5	10	20	9,036	8,621	4,59
3	125	0,5	7,5	20	9,19	9,923	7,97
4	500	0,5	7,5	10	4,573	4,652	1,72

V.10. Tests de confirmation :

Afin de vérifier la validité des modèles quadratiques RSM déduits, des tests de confirmation ont été réalisés. Pour ces nouveaux tests planifiés, les variables d'entrée indépendantes ont été sélectionnées dans les plages de variation pour lesquelles les modèles quadratiques ont été dérivés. Quatre expériences de confirmation ont été menées pour évaluer l'usure "W" et les rugosités de surface "Ra, Rt et Rz". Les résultats obtenus à partir de ces expériences de confirmation ont été confrontés aux résultats de conception initiale (Tableau V.1) prévue pour l'usure et la rugosité de surface, puis compilés dans le Tableau V.9.

En premier lieu, il est bien constaté que les données expérimentales obtenues sont très proches de celles présentées dans le Tableau V.1. De plus, une analyse du Tableau V.9 révèle une faible erreur calculée. Les écarts entre les valeurs expérimentales et prédites pour W, Ra, Rt et Rz se situent respectivement entre 4,42 et 27,77, entre 3,46 et 13,5, entre 0,08 et 7,11 et entre 1,72 et 7,97 %. Toutes les valeurs expérimentales des tests de confirmation se situent dans l'intervalle de prédiction de 95 %. En conclusion, les modèles quadratiques déduits de l'analyse RSM démontrent une excellente précision.

V.11. Morphologie de la surface d'usure

Dans cette étude, deux tests ont été réalisés pour observer le comportement à l'usure du contact EHL de roulement pur sous l'effet du mésalignement. Ces tests ont été effectués avec et sans la présence de contaminants solides dans l'huile lubrifiante. Il convient de noter que, pour une meilleure visualisation du phénomène d'usure, les tests ont duré 2 heures. De plus, afin de mieux comprendre le comportement à l'usure du contact étudié, des photomicrographies optiques (Figures V.15, V.16 et V.17) ont été réalisées sur les disques en acier. La Figure V.15 présente l'aspect de la surface du disque en acier avant opération. Les Figures V.16 et V.17 fournissent des images globales de l'aspect de la surface du disque en acier après opération, pour un contact roulant mésaligné et lubrifié par une huile polluée et un contact roulant mésaligné et lubrifié par une huile propre, respectivement.

Comme le montre la Figure V.16, une usure significative est observée. Des sillons, des rayures et des écoulements plastiques sont notables sur la surface du disque d'acier, présentant une surface striée et rayée (c'est-à-dire des rayures abrasives). De plus, l'analyse de la surface usée révèle que l'usure est associée à l'adhésion et à l'indentation. En effet, des indents au niveau de la surface sont visibles (voir Figure. V.16). Ces indents sont considérées comme un défaut majeure qui est sans doute un site spécifique de fatigue. Par ailleurs, comme le montre la Figure V.17, l'usure pour un un contact EHL de roulement pur est douce et par conséquent moins intense par rapport à celle observée dans le cas d'un contact EHL roulant contaminé.

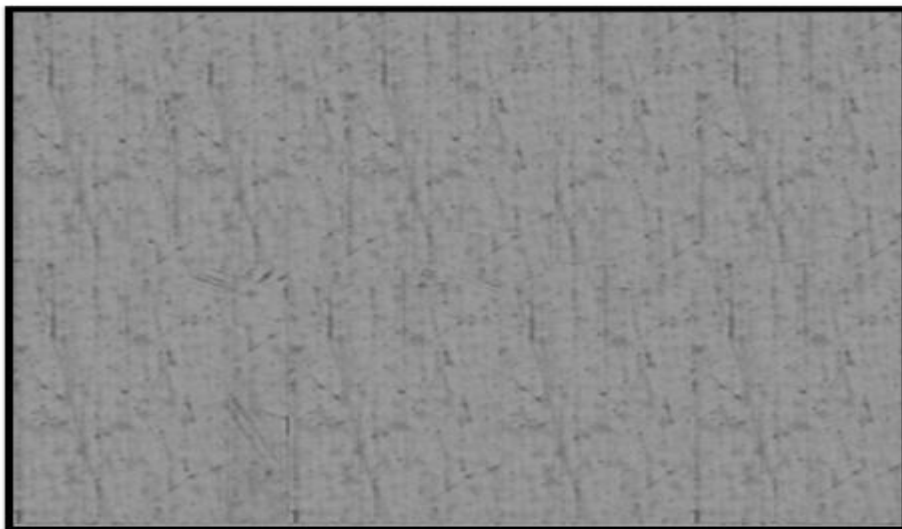
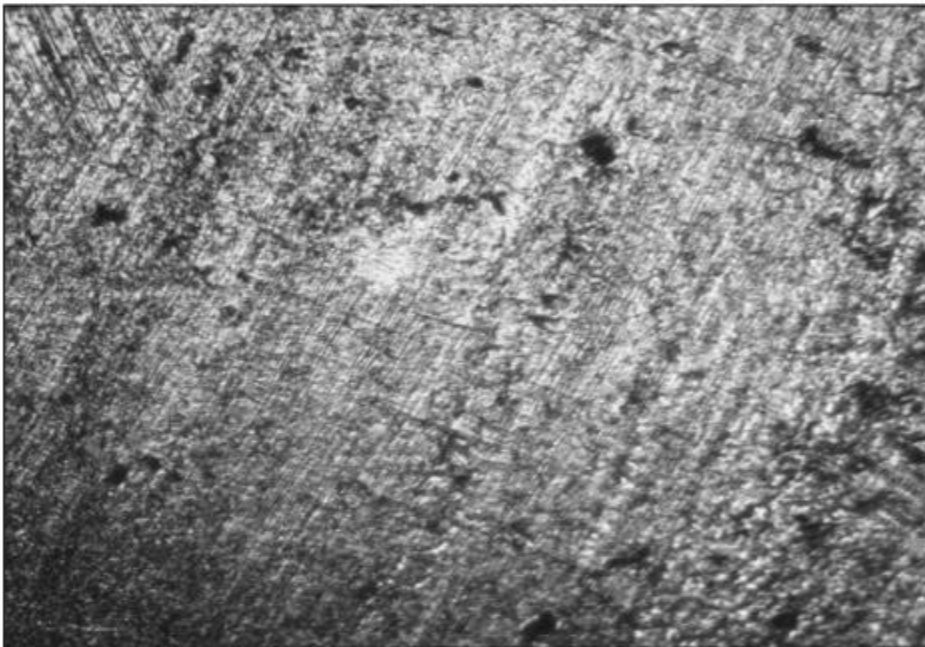


Figure V.15 : Photomicrographie optique (grossissement $\times 60$) d'un disque en acier - Surface avant operation



FigureV.16 : Photomicrographie optique (grossissement $\times 60$) d'un disque en acier -
Surface après opération dans un contact EHL roulant contaminé et mésaligné



FigureV.17 Photomicrographie optique (grossissement $\times 60$) d'un disque en acier -
Surface après fonctionnement en contact EHL roulant et mésaligné

V.12. Conclusion :

Dans ce chapitre, le Design Box Behnken a été utilisé avec succès pour étudier l'effet des conditions de fonctionnement sur la dégradation d'un contact EHL mésaligné et contaminé. L'étude menée nous a permis de développer des modèles statistiques de l'usure (W) et des composantes de la rugosité de surface (R_a , R_t et R_z). Ces modèles ont été déduits à l'aide de la méthode multiple de régression et de la méthodologie de surface de réponse (RSM) via le logiciel Design Expert. Les principales conclusions tirées de cette enquête se résument comme suit :

- La conception Box Behnken donne des résultats fiables avec un faible coût, un temps court et un nombre d'expériences moindre (c'est-à-dire 27 essais ont été utilisés au lieu de 81 essais factoriels complets).
- La vitesse de rotation (V) influence l'usure de surface de manière considérable. Sa contribution sur la variabilité totale de l'usure est de l'ordre de 75,51 %
- Les résultats obtenus à partir de l'analyse de variance (ANOVA) ont montré que la charge (Q), l'angle de mésalignement (α), la concentration du contaminant (C) et l'effet des interactions à deux niveaux : de l'angle de mésalignement et de la concentration du contaminant ($\alpha \times C$) et de la charge appliquée et de la concentration du contaminant ($C \times Q$) sont statistiquement significatives mais ont un effet moindre sur la variabilité totale de l'usure avec des contributions de l'ordre de : 8,23 %, 5,57 %, 2,42 %, 2,68 % et 2,62 %, respectivement. De l'analyse statistique utilisant l'analyse de la variance (ANOVA), il est également clairement noté que la vitesse de rotation (V) a la plus grande influence sur la rugosité de surface arithmétique (R_a), la rugosité de surface totale (R_t) et la profondeur moyenne de la rugosité de surface (R_z) avec des contributions : 79,2 %, 89,07% et 59,65% respectivement.
- La charge est considérée comme un facteur significatif qui affecte la rugosité moyenne arithmétique (R_a) et la profondeur moyenne de la rugosité (R_z). Sa contribution est relativement faible avec respectivement 11,79 % et 5,71 % des variations totales. L'angle de mésalignement (α) et son produit (α^2) sont statistiquement significatifs lors de l'étude la profondeur de la rugosité (R_z). Leurs contributions sur la variabilité totale de R_z sont de 15,67 % et 6,257 % respectivement.

- Les coefficients de détermination, R^2 de l'ordre de : 95,08 % ; 90,37 % ; 94,06 % et 90,33 % pour les modèles quadratiques de l'usure, W et des rugosités de surface R_a , R_t et R_z respectivement, montrent des valeurs plus élevées. En effet, les modèles quadratiques sont plus appropriés pour prédire la dégradation d'un contact EHL mésaligné et contaminé.
- Ainsi, pour obtenir de meilleures conditions de fonctionnement, nous devons utiliser les paramètres de fonctionnement suivants : angle de mésalignement $\alpha=0^\circ$, concentration de contaminant $C=10$ g/l, charge $Q=10$ Kg et vitesse de rotation V variant de 402,655 tr/min à 431,551 tr/min.
- Enfin, il est fortement recommandé d'assurer un contrôle continu des éléments machines afin de réduire l'effet dévastateur de l'inévitable défaut de mésalignement qui altérera le bon fonctionnement des mécanismes et conduisant par conséquent à la défaillance globale.

Conclusion générale

Ce travail de recherche, principalement axé sur des expérimentations rigoureuses, a exploré les effets conjugués de la pollution solide des lubrifiants et du mésalignement sur la dégradation des contacts mécaniques Elasto-Hydrodynamiques (EHD).

Les expériences ont été conduites sur un dispositif novateur mettant en contact deux galets cylindriques, représentant une interaction entre une éprouvette cylindrique et un roulement. Les paramètres clés évalués comprenaient la température, l'usure et la rugosité de surface. Les résultats obtenus ont révélé plusieurs conclusions significatives :

- Au cours du fonctionnement, les composants des machines subissent une dégradation progressive. Cette dégradation se manifeste par des risques d'échauffement.
- La présence de particules solides dans le contact accélère significativement la dégradation des surfaces en contact.
- L'usure devient particulièrement prononcée lorsque les conditions de fonctionnement s'intensifient. Notamment, elle est exacerbée dans un environnement de contact lubrifié par une huile contenant des particules polluantes de sable en présence d'un défaut d'alignement.
- La présence de particules polluantes, qui favorise le frottement et l'usure, entraîne également une élévation notable de la température au niveau du contact. Les résultats montrent que cette augmentation de température est d'autant plus significative dans des conditions de fonctionnement très sévères.
- Le mésalignement perturbe la géométrie du contact entre les composants, ce qui altère le bon fonctionnement des mécanismes.
- Un défaut de mésalignement réduit de manière significative l'épaisseur minimale du film d'huile, conduisant ainsi à une dégradation accrue des surfaces en contact, caractérisée par l'usure, l'échauffement et le mauvais état de surface.
- Le risque de dégradation est amplifié lorsqu'on combine la pollution solide avec la présence d'un défaut d'alignement en croissance.
- Ces constatations soulignent l'importance cruciale de la gestion proactive de ces facteurs pour optimiser la durabilité, la fiabilité et les performances des systèmes mécaniques en conditions opérationnelles.

L'utilisation de la modélisation par la méthodologie de surface de réponse et des plans d'expériences s'est avérée être une approche robuste pour quantifier l'influence de ces variables sur les phénomènes de dégradation. Ces méthodes statistiques offrent des opportunités pour optimiser les conditions de fonctionnement et élaborer des stratégies de maintenance préventive efficaces. Face à ces constatations, il devient impératif pour les industriels de concevoir des solutions innovantes pour atténuer les effets préjudiciables de la pollution solide et du mésalignement, avec pour objectif d'augmenter la fiabilité, la durabilité et l'efficacité énergétique des équipements mécaniques.

Primordiales conclusions :

Compréhension approfondie des phénomènes tribologiques : Le travail a permis de mieux comprendre les concepts clés de la tribologie, notamment le frottement, la lubrification et l'usure, ainsi que leur impact sur la performance des systèmes mécaniques.

Pollution solide des lubrifiants : L'étude a mis en évidence l'influence néfaste des particules solides présentes dans les lubrifiants sur la dégradation des contacts mécaniques. Les différentes origines et types de particules ont été identifiés, ainsi que leur rôle dans l'usure des surfaces en contact.

Effet du mésalignement : L'étude a également montré que le mésalignement des contacts EHL (Élasto-Hydrodynamique Lubrifié) aggrave significativement la dégradation mécanique des systèmes. Cette détérioration est amplifiée en présence de contamination solide.

Modélisation par surface de réponse (RSM) : L'utilisation de la méthodologie de surface de réponse, notamment via le logiciel Design Expert, a permis de développer des modèles statistiques fiables pour prédire l'usure (W) et les paramètres de la rugosité de surface (R_a , R_t , R_z) en fonction des conditions de fonctionnement.

Réduction du nombre d'essais expérimentaux : Grâce à la méthodologie des plans d'expériences, et en particulier l'approche Box-Behnken, il a été possible de réduire le nombre d'essais tout en obtenant des résultats significatifs. Cela a permis une optimisation des ressources tout en garantissant des résultats robustes.

Impact des conditions de fonctionnement : Les conditions de fonctionnement, telles que la charge, la vitesse et la température, ont été identifiées comme des facteurs critiques dans la dégradation des contacts mécaniques mésalignés et contaminés.

Les perspectives de recherche suggérées pour l'avenir comprennent :

Une étude approfondie du comportement des particules en présence de mésalignement pour mieux comprendre les mécanismes de dégradation.

Des analyses d'huile détaillées pour approfondir la compréhension de la dégradation des contacts mécaniques dans ces conditions spécifiques.

Une exploration plus poussée des vibrations induites par l'interaction entre la pollution solide et le mésalignement.

En conclusion, cette recherche éclaire les mécanismes sous-jacents de la dégradation des systèmes tribologiques et met en évidence les facteurs clés réduisant la durée de vie des systèmes mécaniques. Elle ouvre la voie à des innovations et des solutions potentielles pour une exploitation plus durable et économiquement viable des systèmes mécaniques en conditions EHD

Références bibliographiques:

- [1] G. ZAMBELLI L. VINCENT, 1998, Matériaux et contacts, Presses polytechniques et universitaires romandes, Lausanne, 337 p.

- [2] O. BARRAU, 2004, Etude du frottement et de l'usure d'acier à outils de travail à chaud, Thèse de Doctorat de l'Institut National Polytechnique de Toulouse France.

- [3] L. D. WEDEVEN, 1976. Influence of Debris Dent on EHD Lubrication ASLE Transactions, Vol. 21(1), pp. 41-52.

- [4] B. FITZSIMMONS H. D. CLEVINGER, 1977, Contaminated Lubricants and Tapered Roller Bearing Wear, ASLE Transactions, Vol. 20(2), pp. 97-107.

- [5] L. D. WEDEVEN C.CUSANO, 1978, Elastohydrodynamic film thickness measurements of artificially produced surface dents and grooves, ASLE Transactions, pp. 369-381.

- [6] S. H. LOEWENTHAL D. W. MOYER, 1979, Filtration effects on ball bearing life and condition in a contaminated lubricant, ASME J. Lubric. Technol. Vol. 101, pp. 171-179.

- [7] J. A. PERROTTO, E. L. DUPOINT DE NEMOURS, R. R. RIANO S. F. MURRAY, 1979, Effect of Abrasive Contamination on Ball Bearing Performance, ASLE Lubrication engineering, Vol. 35(12), pp. 698-705.

- [8] C. CUSANO L. D. WEDEVEN, 1982, The Influence of Surface Dents and Grooves on Traction in Sliding EHD Point Contacts, ASLE Transactions, Vol. 26, pp. 306-310.

- [9] R. S. SAYLES E. IOANNIDES, 1988, Debris Damage in Rolling Bearings and its Effects on Fatigue Life, Transactions of the ASME, Vol. 110, pp. 26-31.

- [10] K. L. JOHNSON D. I. SPENCE, 1991, Determination of gear tooth friction by disc machine, , Tribology international, Volume 24, Issue 5, Pages 269-275

- [11] R.S. DWYER-JOYCE, R.S. SAYLES E. IOANNIDES, 1993, Investigations into the mechanisms of closed three-body abrasive wear, Tribology Section, Vol. 175, Wear, pp. 133-142.
- [12] R.S. DWYER-JOYCE □ J. HEYMER, 1996, The entrainment of solid particles into rolling elasto-hydrodynamics contacts, Proceedings of 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology- Amsterdam: Elsevier, pp. 135-140.
- [13] F. VILLE D. NELIAS, 1998, Influence of the nature and size of solid particles on the indentation features in EHL contacts, Tribology series “Tribology for Energy Conservation”, D. Dowson et al. Editeurs, Elsevier, Amsterdam, Vol. 34, pp. 399-409.
- [14] ZUM GAHR, K.-H., 1998, Wear by hard particles, Tribology Int., Vol 31, pp. 587-596.
- [15] T. HISAKADO, T. TANAKA H. SUDA, 1999, Effect of abrasive particle size on fraction of debris removed from plowing volume in abrasive wear, Elsevier Science, Vol. 236, pp. 24-33.
- [16] R. S. DWYER-JOYCE N. GAO, 2001, Contact Fatigue in Damaged Railway Track, Tribology Series, Vol. 39 Pages 811-817.
- [17] [17] LIONEL BUREAU, TRISTAN BAUMBERGER, CHRISTIANE CAROLI OLIVER RONSIN, 2001, Low-velocity friction between macroscopic solids, C. R. Acad. Sci. Paris, t. 2, Série IV, p. 699–707.
- [18] TATJANA LAZOVIĆ, RADIVOJE MITROVIĆ □ MILETA RISTIVOJEVIĆ 2003, Influence of abrasive particle geometry and material on the abrasive wear mode, International Tribology Conference, 8-10 October 2003, Belgrade, Serbia, pp. 83-86.
- [19] F. VILLE, S. COULON A. A. LUBRECHT, 2005, Influence de la pollution solide des lubrifiants sur la durée de vie des mécanismes, Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides (LaMCoS), UMR CNRS- INSA n°5514, pp. 1-6.

- [20] T. AKAGAKI, M. NAKAMURA, T. MONZEN M. KAWABATA, 2006, Analysis of the behavior of rolling bearings in contaminated oil using some condition monitoring techniques, *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 220, pp. 447-453.
- [21] M. R. SARI, A. HAIAHEM L. FLAMAND, Effect of lubricant contamination on gea wear, 2007, *Tribology Letters*, Volume 27, pp. 119-126.
- [22] E. QUERLIOZ, F. VILLE, P. SAINSOT T. LUBRECHT, , 2007, .Influence des rugosités de surface sur la fatigue de contact en roulementCongrès Français de Mécanique.
- [23] D. A. GREEN R. LEWIS, 1669-1689.The effects of soot-contaminated engine oil on wear and friction, Department of Mechanical Engineering, University of Sheffield, Sheffield, UK. 2008, Vol. 222, pp.
- [24] M. R. SARI, A. HAIAHEM L. FLAMAND, 2009,, Influence de la pollution solide sur les mécanismes lubrifiésCongrès Français de Mécanique.
- [25] M. R. SARI, A. HAIAHEM L. FLAMAND,2010. Effect of lubricant contamination on friction and wear in an EHL sliding contact , *MECHANIKA*, Vol. 82, pp. 43-49.
- [26] BENLAMOUDI Z. & MOUHEB F., 2011.Usure et Frottement des Pièces. Université Mohamed Bouguera Boumerdes, Mémoire d'ingénieur.
- [27] DELQUÉ M., 2007.Influence de la microstructure sur le comportement tribologique de dépôts composites projetés plasma. Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris.
- [28] VALERIE D., PIERRE L., BENOIT L. & ELISABETH P., 2002.Les phénomènes de frottement. Edition CFAO,
- [29] GARBUIO L. 2006. Etude du phénomène de lubrification électro active à l'aide d'actionneurs piézoélectriques. Thèse de doctorat, Institut national polytechnique de Toulouse.

- [30] ELHADI A., 2006. Influence des paramètres mécaniques lors de l'endommagement par les phénomènes tribologiques des couples des matériaux xc48/xc55 et A60/xc55. Mémoire de Magister, université de M'sila.
- [31] JEAN-MARIE G. 2000. Frottement, Usure et Lubrification : la tribologie ou science des surfaces. Edition eyrolles.
- [32] AYEL D. J., 1979. Les lubrifiants moteur : pertes par frottement et usure. Edition-technip-paris.
- [33] PHILIPPON D., 2007. Lubrification par la phase gazeuse : tribochimie des additifs phosphorés et boratés. Thèse de doctorat, école centrale de Lyon.
- [34]. JEAN F., DANIEL N., BERNARD D., DANIEL B. & MAURICE .G., 1990. Lubrification hydrodynamique : paliers et butées. collection de la Direction des études et recherches d'électricité de France, N° 72, Editons Eyrolles.
- [35] Daniel Lepadatu, 2006. « Optimisation des procédés de mise en forme par approche couplée plans d'expériences, éléments finis et surface de réponse. », Université d'Angers.
- [36] J. Goupy, 2006. « LES PLANS D'EXPERIENCES ».
- [37] I. Yahiaoui, 2015. « Les plans d'expériences Initiation à la construction et l'analyse des plans factoriels complets à deux niveaux et du plan composite centré » Université A. MIRA de Bejaia.
- [38] A. Ghalouni, 2008. « Approche méthodologique à la modélisation de la croissance sur lait de deux souches de bactéries lactiques », Université d'Oran.
- [39] M. Rguig, 2005. « Méthodologie des surfaces de réponse pour l'analyse en fiabilité des plates-formes pétrolières offshore fissurées », Université de Nantes.

- [40] J. Goupy, 1999. « Plans d'expériences pour surfaces de réponse », Dunod, Paris.
- [41] K. Kimouche, 2008. « Etude de quelques plans d'expériences associées aux surfaces de réponse », Université de Constantine.
- [42] J. Goupy & L. Creighton, 2006. « INTRODUCTION AUX PLANS D'EXPÉRIENCES », Paris.
- [43] S. KARAM, 2004. « Application de la méthodologie des plans d'expériences et de l'analyse de données à l'optimisation des processus de dépôt », Université de Limoges.
- [44] VILLE F., 1998. Pollution solide des lubrifiants, indentation et fatigue des surfaces. Thèse de doctorat, INSA de Lyon.
- [45] HUNT T. M., 1993. Handbook of Wear Debris Analysis & Particle Detection in Liquids. London : Elsevier, Applied Science.
- [46] AKL E. S. Y., 1983. La Méthode Ferrographique, Morphologique, Avaries. étude de la séparation morphologique des particules dans un contact hertzien lubrifié. Application aux mécanismes d'avaries. Thèse Doctorat, INSA de Lyon.
- [47] AKL E. Y., KHALIFA S. E., FLAMAND L. & BERTHE D., 1987. Investigation of Wear Debris Associated with Different Stages of Operation in EHD Contact. Second A.S.A.T. Conférence, Caire, Vol. 13, pp. 671-687.
- [48] TAYLOR R. I., DIXON R. T., WAYNE F. D. & GUNSE S., 2004. Lubricants and energy efficiency: Life-cycle analysis, 31st Leeds-Lyon symposium on tribology, Leeds.
- [49] KANETA M., SAKAI T. & NISHIKAWA H., 1992. Optical Interferometric Observations of the Effects of a Bump on Point Contact EHL. ASME Journal of Tribology, Vol. 114, pp. 779-784.

- [50] KANETA M. & NISHIKAWA H., 1994. Local Reduction in Thickness of Point Contact EHL Films Caused by a Transversely Oriented Moving Groove and Its Recovery. *ASME Journal of Tribology*, Vol. 116, pp. 635-639.
- [51] KANETA M., KANADA T. & NISHIKAWA H., 1997. Optical Interferometric Observations of the Effects of a Moving Dent on Point EHL Contact. *Proceedings of 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier , pp. 69-79.
- [52] CHAO K. K., SABA C. S. & CENTERS P. W., 1996. Effects of Lubricant Borne Solid Debris in Rolling Surface Contacts. *Tribology Transactions*, Vol. 39, pp 13-22.
- [53] PERROTTO J. A., RIANO R. R. & MURRAY S. F., 1979. Effect of Abrasive Contamination on Ball Bearing Performance. *Lubrication Engineering*, Vol. 35, pp. 698- 705.
- [54] COULON S., 2002. Prédiction de la durée de vie des contacts ponctuels lubrifiés en présence d'indentations, Thèse de doctorat, INSA de Lyon.
- [55] NIKAS G. K., 2006. A mechanistic model of spherical particle entrapment in elliptical contacts, *Mechanical Engineering, Publications for the I. Mech. J.*, vol.15, pp. 507-522.
- [56] FISHER A., 1922. Oil flow in ring lubricated bearings. *Machinery*, London, vol. 21, p 311.
- [57] McKee S. A. & McKee T. R., 1932. Pressure distribution in oil films of journal Bearings. *ASME RP-54-8*, vol. 20, pp. 149-165.
- [58] PIGGOTT R. J. S., 1942. Bearings and lubrication. Bearing troubles traceable to design can be avoided by engineering study. *Mech. Engng*, vol. 259.
- [59] BUSKE A. & ROLLI W., 1949. Measurements of oil-film pressures in bearings under constant and variable loads. *NACA*, vol. 14, p. 43.

- [60] TIEU A. K. & Qiu Z. L. 1996. Experimental study of freely alignable journal bearings. part1: Static characteristics. *ASME Journal of Tribology*, vol. 118, pp. 498-502.
- [61] PRABHU B. S., 1997. An experimental investigation on the misalignment effects in journal bearings. *STLE Tribology Transactions*, vol. 40, pp. 235–242.
- [62] ARUMUGAM P., SWARNAMANI S. & PRABHU B. S., 1997. Effects of journal misalignment on the performance characteristics of three-lobe bearings. *Wear*, vol. 206, pp. 122–129.
- [63] HUBER M., STRZELECKI S. & STEINHILPER W., 1998. Theoretical and experimental determination of the performances of misaligned and statically loaded cylindrical journal bearings. *The Institution of Engineers Australia*, pp. 243–248.
- [64] ONO A. & HAYASHI K., 1999. Fatigue phenomenon of engine bearings with misaligned journal. In *proceedings of the 27th Leeds-Lyon symposium on tribology*.
- [65] HU W., MIAH H., FENG N. S. & Hahn E. J. 2000. A rig for lateral misalignment effects in a flexible rotor supported on three or more hydrodynamic journal bearings. *Tribology International*, vol. 33, pp. 197–204,
- [66] Patel, R., & Gupta, S. 2020. "Impact du mésalignement sur la performance des joints mécaniques : Une étude expérimentale." *International Journal of Mechanical Sciences*, 25(4), 789-804.
- [67] Wang, X., & Li, Q. 2022. "Analyse expérimentale et modélisation statistique du mésalignement dans les roulements à billes." *Mechanical Systems and Signal Processing*, 30(1), 120-135.
- [68] GUHA S. K., 2001 Analysis of steady-state characteristics of misaligned hydrodynamic journal bearings with isotropic roughness effect. *Tribology International*, vol. 33, pp. 1–12.
- [69] YANG Y. K. & JENG M. C., Analysis of thermal effects on the misaligned hydraulic servo cylinder. *Tribology International*, vol. 34, pp. 95–106,

- [70] PIERRE I., BOUYER J. & FILLON M., 2002. Thermohydrodynamic study of misaligned journal bearings-comparision between experimental data and theoretical results. *Int. J. of Applied Mechanics and Engineering*, vol. 7, pp. 949–960.
- [71] DAS S., GUHA S. K. & CHATTOPADHYAY A. K., 2002. On the steady-state performance of misaligned hydrodynamic journal bearings lubricated with micro polar fluids. *Tribology International*, vol. 35, pp. 201–210.
- [72] Smith, J., & Jones, A. 2018. "Analyse du mésalignement des contacts mécaniques : Une revue de la littérature." *Journal of Mechanical Engineering*, 15(2), 45-60.
- [73] Brown, T., & Wilson, M. 2019. "Modélisation du mésalignement dans les contacts mécaniques : Approches analytiques et numériques." *Journal of Applied Mechanics*, 35(3), 501-518.
- [74] Zhang, H., & Wang, L. 2017. "Effets du mésalignement sur la durabilité des contacts mécaniques : une analyse par éléments finis." *Tribology International*, 40(2), 201-215.
- [75] Chen, G., & Liu, Y. 2016. "Optimisation de la conception pour minimiser les effets du mésalignement dans les contacts mécaniques : Une approche basée sur la théorie des tolérances." *Engineering Optimization*, 12(1), 145-160.
- [76] Kumar, A., & Singh, R. 2021. "Effet du mésalignement sur la performance des engrenages : une approche basée sur la simulation numérique." *International Journal of Mechanical Engineering Research*, 18(3), 201-215.
- [77] Li, H., & Zhang, Q. 2020. "Modélisation probabiliste du mésalignement dans les assemblages mécaniques : une étude basée sur la méthode des éléments finis." *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 25(4), 589-605.
- [78] Yang, L., & Wu, Y. 2019. "Analyse de la fiabilité des systèmes de transmission mécanique en présence de mésalignement : une approche de simulation Monte Carlo." *Reliability Engineering & System Safety*, 35(2), 301-315.

