



**HAL**  
open science

## Durée de vie des contacts rugueux roulants

Laure Berthe

► **To cite this version:**

Laure Berthe. Durée de vie des contacts rugueux roulants. Mécanique des solides [physics.class-ph]. INSA de Lyon, 2014. Français. NNT : 2014ISAL0097 . tel-01135288

**HAL Id: tel-01135288**

**<https://theses.hal.science/tel-01135288>**

Submitted on 25 Mar 2015

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# THESE

## DUREE DE VIE DES CONTACTS RUGUEUX ROULANTS

*présentée*

DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

*pour obtenir*

## LE GRADE DE DOCTEUR

ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR DE LYON :  
MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE (M.E.G.A.)  
SPECIALITE : MECANIQUE

*par*

**Laure BERTHE**

Ingénieur I.N.S.A.

Soutenue le 10 Octobre 2014 devant la commission d'examen :

**Jury :**

<b>A. Fabre</b>	<b>Maître de conférences - HDR (ENSAM Aix)</b>	<b>Rapporteur</b>
<b>J.H.O. Seabra</b>	<b>Professeur (FEUP)</b>	<b>Rapporteur</b>
<b>C. Boher</b>	<b>Maître assistant (Mines d'Albi)</b>	<b>Examinatrice</b>
<b>H. Maitournam</b>	<b>Professeur (ENSTA ParisTech)</b>	<b>Examineur</b>
<b>M. Meheux</b>	<b>Ingénieur de recherche - Dr (Ascométal CREAS)</b>	<b>Invitée</b>
<b>A.A. Lubrecht</b>	<b>Professeur (INSA de Lyon)</b>	<b>Directeur de thèse</b>
<b>M.-C. Baietto</b>	<b>Directrice de recherche CNRS (INSA de Lyon)</b>	<b>Co-directrice de thèse</b>
<b>P. Sainsot</b>	<b>Maître de conférences (INSA de Lyon)</b>	<b>Co-encadrant</b>

Cette thèse a été préparée au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures de l'I.N.S.A. de Lyon



**INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2011-2015**

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
<b>CHIMIE</b>	<u>CHIMIE DE LYON</u> <a href="http://www.edchimie-lyon.fr">http://www.edchimie-lyon.fr</a>  Insa : R. GOURDON	<b>M. Jean Marc LANCELIN</b> Université de Lyon – Collège Doctoral Bât ESCPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 <a href="mailto:directeur@edchimie-lyon.fr">directeur@edchimie-lyon.fr</a>
<b>E.E.A.</b>	<u>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</u> <a href="http://edeea.ec-lyon.fr">http://edeea.ec-lyon.fr</a>  Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN eea@ec-lyon.fr	<b>M. Gérard SCORLETTI</b> Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 65 55 Fax : 04 78 43 37 17 <a href="mailto:Gerard.scorletti@ec-lyon.fr">Gerard.scorletti@ec-lyon.fr</a>
<b>E2M2</b>	<u>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION</u> <a href="http://e2m2.universite-lyon.fr">http://e2m2.universite-lyon.fr</a>  Insa : H. CHARLES	<b>Mme Gudrun BORNETTE</b> CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 06.07.53.89.13 <a href="mailto:e2m2@univ-lyon1.fr">e2m2@univ-lyon1.fr</a>
<b>EDISS</b>	<u>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE</u> <a href="http://www.ediss-lyon.fr">http://www.ediss-lyon.fr</a>  Sec : Samia VUILLERMOZ Insa : M. LAGARDE	<b>M. Didier REVEL</b> Hôpital Louis Pradel Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69677 BRON Tél : 04.72.68.49.09 Fax :04 72 68 49 16 <a href="mailto:Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr">Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr</a>
<b>INFOMATHS</b>	<u>INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES</u> <a href="http://infomaths.univ-lyon1.fr">http://infomaths.univ-lyon1.fr</a>  Sec :Renée EL MELHEM	<b>Mme Sylvie CALABRETTO</b> Université Claude Bernard Lyon 1 INFOMATHS Bâtiment Braconnier 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 44.82.94 Fax 04 72 43 16 87 <a href="mailto:infomaths@univ-lyon1.fr">infomaths@univ-lyon1.fr</a>
<b>Matériaux</b>	<u>MATERIAUX DE LYON</u> <a href="http://ed34.universite-lyon.fr">http://ed34.universite-lyon.fr</a>  Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry <a href="mailto:Ed.materiaux@insa-lyon.fr">Ed.materiaux@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Jean-Yves BUFFIERE</b> INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 <a href="mailto:Jean-vves.buffiere@insa-lyon.fr">Jean-vves.buffiere@insa-lyon.fr</a>
<b>MEGA</b>	<u>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE</u> <a href="http://mega.ec-lyon.fr">http://mega.ec-lyon.fr</a>  Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry <a href="mailto:mega@insa-lyon.fr">mega@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Philippe BOISSE</b> INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél :04.72 .43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 <a href="mailto:Philippe.boisse@insa-lyon.fr">Philippe.boisse@insa-lyon.fr</a>
<b>ScSo</b>	<u>ScSo*</u> <a href="http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/">http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/</a>  Sec : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS Insa : J.Y. TOUSSAINT	<b>M. OBADIA Lionel</b> Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.86 Fax : 04.37.28.04.48 <a href="mailto:Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr">Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr</a>

\*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie



## Résumé

La tenue des surfaces des contacts rugueux roulants est un problème crucial dans l'évaluation de la durée de vie des mécanismes. Cette durée de vie est conditionnée dès les premiers cycles par le rodage puis par les mécanismes de fatigue des surfaces. Le rodage est défini par le temps nécessaire à l'accommodation géométrique des surfaces rugueuses entre elles, à l'interface du contact. La charge transmise sur une faible aire de contact par rapport à l'aire apparente, crée des pressions importantes qui induisent de fortes contraintes en couche superficielle et des déformations plastiques de la microgéométrie. Cette plastification a lieu dans les tous premiers cycles puis la surface se stabilise, c'est le rodage. La répétition cyclique des sollicitations au cours du fonctionnement conduit enfin à l'endommagement du matériau et des avaries en surface telles que des micro-écailles. Après une étude bibliographique sur le contact roulant rugueux et les dispositifs expérimentaux existants, la difficulté de ce type d'analyse est mise en évidence. Elle consiste à effectuer un suivi en continu de l'évolution de l'état de surface du contact à une échelle suffisamment fine et précise. Une micro-machine bi-disque a été développée afin de réaliser ce suivi quasi "in-situ" à l'échelle des rugosités permettant d'identifier les mécanismes de rodage et de dégradation. Un protocole expérimental précis permet de mesurer les surfaces antagonistes dans les premiers cycles correspondant au rodage. Les surfaces vierges mesurées sont utilisées comme paramètre d'entrée d'une simulation numérique du contact rugueux d'une sphère sur un plan. La déformée de surface numériquement obtenue à l'état stabilisé est comparée à celle mesurée expérimentalement à la fin du rodage. La très bonne superposition de ces résultats permet de valider cette méthode et les résultats numériques tels que les contraintes résiduelles et déformations plastiques. Les surfaces à l'état stabilisé obtenues, sont exploitées à travers différents critères de fatigue multiaxiaux. Les résultats numériques sont également comparés aux observations expérimentales pour déterminer le critère le plus adapté à cette analyse et permettant d'expliquer la formation de fissures et d'avaries de surfaces.

Mots clés : fatigue des contacts roulants, rodage, surfaces rugueuses, plasticité, expérimental, simulation numérique.

## Abstract

The surface life of rolling rough contacts is an important problem in the evaluation of the life expectancy of a machine. This life span is conditioned by the first cycles of the running-in process and then by the surface fatigue. The running-in period is defined by the time necessary for the rough surfaces to accommodate. The real area of contact is small compared with the apparent area, hence the load creates important pressures which lead to important stresses in the superficial layer and to plastic deformation of the microgeometry. The plastic deformation takes place over the first cycles then the surface stabilizes, this is the end of running-in process. The repeated cyclic loading finally leads to material damage below the surface and to surface micropitting. After a bibliographical study on the rough rolling contact and the existing experimental test machines, the difficulty of analysing the roughness evolution is pointed out. It requires a precise, continuous monitoring of the contact surface evolution on a small enough scale. A two-disk micro-machine was developed to perform this almost "in situ" monitoring at the roughnesses scale, allowing one to identify the mechanisms of running-in and surface degradation. An accurate experimental protocol allows one to measure the opposing surfaces in the first cycles corresponding to the running-in period. The initial surfaces are used as entrance parameters for a numerical simulation of the rough contact of a sphere on a plane. The deformed surface numerically obtained in the stabilized state is compared with the measured one at the end of the running-in period. The very good agreement between these results allows one to validate this method and the numerical results such as the residual stresses and the plastic deformation. Different multiaxial fatigue criteria are applied to the numerical results obtained in the stabilized state. The results are compared to the experimental observations to determine the criterion that is the most suited for this analysis and allows one to explain the crack formation and surfaces damage.

Keywords : rolling contact fatigue, running-in, rough surfaces, plasticity, experimental, numerical simulation.



# Remerciements

Cette thèse s'est déroulée au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaM-CoS) de l'Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Lyon. Je remercie Messieurs David Dureisseix, directeur du LaMCoS, et Alain Combescure, ex-directeur du LaMCoS, de m'avoir accueillie.

Je témoigne toute ma reconnaissance aux membres du jury, notamment à Monsieur Jorge Seabra et Madame Agnès Fabre pour avoir accepté d'être rapporteur, ainsi qu'à Monsieur Habibou Maitournam et Madame Christine Boher d'être examinateur de cette thèse. Je remercie également Madame Mathilde Meheux, de l'entreprise Ascométal Creas, membre invité du jury, qui a fourni l'acier nécessaire à cette thèse et qui s'est intéressée à mes travaux.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude envers mon directeur de thèse Monsieur Ton Lubrecht, pour m'avoir initié à la tribologie lors de mon second cycle et dans mon projet de fin d'étude d'ingénieur, puis pour la confiance qu'il m'a accordée en me proposant ce travail de thèse. Je tiens également à remercier Madame Marie-Christine Baietto, ma co-directrice de thèse, pour son intérêt constant et ses conseils, qui m'a appris rigueur et persévérance, et Monsieur Philippe Sainsot, mon co-encadrant de thèse, qui m'a beaucoup transmis scientifiquement et sa disponibilité durant cette thèse. Trois personnes, trois axes scientifiques complémentaires, trois personnalités et trois années de thèse où la richesse de leurs connaissances et de leurs qualités humaines m'ont soutenue et fait confiance dans l'aboutissement de mon travail.

Je souhaite également remercier Madame Nathalie Moncoffre de l'IPNL pour son accueil dans le laboratoire et sa mise à disposition du matériel de polissage et de mesures par MEB. Dans le même axe lié à l'expérimentation, je remercie Monsieur Jérôme Cavoret du LaMCoS pour son initiation sur les outils expérimentaux que j'ai utilisés dans cette thèse.

Je tiens à remercier les membres du laboratoire pour cette ambiance conviviale et discussions scientifiques ou amicales que nous avons eues. Je remercie plus particulièrement mes collègues de bureau : Hugo, Hafedh, Florian, Ghizlane, Amina, Mathieu, Romain, Florence, Mouhamad, Hanfeng, Eliza et Lina pour ces années que nous avons partagées studieusement dans la bonne humeur.

A titre personnel, un tendre merci à mes parents, mon mari, mon frère et ma soeur, mes amis de lyon, d'école d'ingénieur et d'enfance qui se reconnaîtront, pour leur soutien et encouragement au cours de ces années.



# Table des matières

Notation	1
Introduction	3
<b>1 Synthèse Bibliographique du contact rugueux</b>	<b>7</b>
1.1 Introduction au mécanisme du contact	9
1.1.1 Le contact sec lisse	9
1.1.2 Le contact élastoplastique	10
1.1.3 Le contact réel rugueux	11
1.2 Le contact roulant rugueux : une approche expérimentale	14
1.2.1 Outils d'observations et de mesures	14
1.2.2 Machine de fatigue	15
1.2.3 Machines dites "in-situ" :	16
1.3 Chargement cyclique : plasticité et rugosité	17
1.3.1 Plasticité cyclique et fatigue	17
1.3.2 Evolution de la micro-géométrie en surface	19
1.4 Modélisation du contact rugueux roulant	21
1.4.1 Géométrie des surfaces dans les modèles	21
1.4.2 Modèles	22
1.4.3 Critères de fatigue multiaxiaux	25
1.5 Objectifs - hypothèses	28
<b>2 Moyens expérimentaux et méthodes</b>	<b>31</b>
2.1 Introduction	32
2.2 Machine et dispositifs	32
2.2.1 Micro-Machine à Galets : $\mu$ MaG	32
2.2.2 Outils d'analyses	33
2.3 Protocole expérimental mis en place	34
2.3.1 Protocole	34
2.3.2 Précisions des mesures	35
2.3.3 Stitching	36
2.4 Essais réalisés	37
2.4.1 Caractérisation des essais	37
2.4.2 Résultats qualitatifs : évolution de l'état de surface au cours des essais	38
2.4.3 Résultats quantitatifs : mesures de la rugosité des surfaces au cours des essais	43
2.5 Conclusions	52
<b>3 Etude du rodage</b>	<b>53</b>
3.1 Introduction	54
3.2 Etude Expérimentale : mesures de surfaces antagonistes	54

3.2.1	Protocole expérimental . . . . .	54
3.2.2	Surfaces et profils antagonistes . . . . .	55
3.2.3	Etat stabilisé . . . . .	57
3.3	Modèle numérique . . . . .	59
3.3.1	Modèle élasto-plastique d'un contact rugueux . . . . .	59
3.3.2	Résolution du contact roulant . . . . .	60
3.3.3	Paramètres de simulation . . . . .	61
3.4	Simulations réalisées et résultats . . . . .	63
3.4.1	Cas simples : sphère à surface plane et sinusoidale adimensionnées en contact avec une surface plane . . . . .	63
3.4.2	Surfaces à rugosité sinusoidale proche du réel . . . . .	67
3.4.3	Surfaces à rugosités réelles . . . . .	70
3.5	Conclusion . . . . .	72
<b>4</b>	<b>Application et comparaison de critères de fatigue multiaxiaux dans un contact rugueux</b>	<b>75</b>
4.1	Introduction . . . . .	76
4.2	Expérimental . . . . .	76
4.2.1	Formation du micro-écaillage . . . . .	76
4.2.2	Mise en parallèle des résultats quantitatifs et qualitatifs . . . . .	77
4.2.3	Fissures dans la couche superficielle . . . . .	80
4.3	Présentation des critères multiaxiaux utilisés . . . . .	82
4.3.1	Contraintes usuelles des critères multiaxiaux . . . . .	82
4.3.2	Mise en équations des critères multiaxiaux . . . . .	86
4.4	Résultats et discussions . . . . .	87
4.4.1	Comparaison des critères pour le matériau des essais . . . . .	87
4.4.2	Comportement des critères en fonction des matériaux . . . . .	90
4.4.3	Comparaison aux observations expérimentales . . . . .	92
4.5	Conclusion . . . . .	94
	<b>Conclusion générale</b>	<b>95</b>

## Notation

$a$	demi rayon de contact Hertzien [m]
$A_a$	aire de contact apparent [m <sup>2</sup> ]
$Amp$	Amplitude de la rugosité [m]
$A_r$	aire de contact réelle [m <sup>2</sup> ]
$C$	module d'écrouissage [Pa]
$C(chap4)$	contrainte de cisaillement, projection orthogonale du vecteur contrainte $\vec{S}_n$ sur le plan $\Delta$ [Pa]
$C_a, C_m$	amplitude et valeur moyenne de la contrainte de cisaillement $C$ [Pa]
$dT$	paramètre de triaxialité [.]
$dT_{uniax}$	paramètre de triaxialité en chargement uniaxial [.]
$E$	module d'Young [Pa]
$E_a$	module apparent dans le domaine élastique [Pa]
$E^*, E_{eq}$	module d'Young équivalent [Pa]
$E_5$	espace de dimension 5
$F$	fonction empirique [.]
$h$	module plastique [Pa]
$H$	Dureté du matériau [Pa]
$J_2$	contrainte du second invariant [Pa]
$\sqrt{J_{2,a}}, \sqrt{J_{2,m}}$	amplitude et valeur moyenne de la contrainte du second invariant [.]
$k$	limite élastique de cisaillement [Pa]
$k^*$	contrainte limite du matériau en cisaillement simple [Pa]
$L$	ligne appartenant au plan $\Delta$ [.]
$m$	vecteur unitaire appartenant à la ligne $L$ [.]
$n$	vecteur normal unitaire au plan $\Delta$ [.]
$N$	contrainte normale du plan $\Delta$ [Pa]
$N_a, N_m$	amplitude et valeur moyenne de la contrainte normale $N$ [Pa]
$(p_{max})_Y$	pression de scission [Pa]
$P_{asp}$	pression de l'aspérité [Pa]
$P_H$	pression d'Hertz maximale [Pa]
$P_Y$	pression suffisante pour initier la scission [Pa]
$R$	rayon équivalent [m]
$R_a$	rugosité arithmétique moyenne
$R_e$	limite élastique conventionnelle à 0.2% d'allongement [Pa]
$R_{ku}$	facteur d'aplatissement [.]
$R_m$	résistance ultime [Pa]
$R_p$	Hauteur maximale des saillies [m]
$R_q$	rugosité quadratique moyenne [m]
$R_{sk}$	facteur d'asymétrie [.]
$R_v$	Hauteur maximale des creux [m]
$R_z$	Hauteur totale [m]

$R_{xyz}, R_x, R_y, R_z(chap4)$	matrice de rotation des angles d'Euler [Pa]
$s_{ij}$	composantes du tenseur de contrainte déviatorique [Pa]
$S$	vecteur du tenseur de contrainte déviatorique défini dans $E_5$ [Pa]
$S_n$	vecteur contrainte du plan $\Delta$ [.]
$t_{-1}, f_{-1}$	limite d'endurance en torsion alternée et flexion alternée, respectivement [Pa]
$T$	contrainte résolue, projection orthogonale du vecteur contrainte tangent $\vec{C}$ sur la ligne $L$ [Pa]
$T_a, T_m$	amplitude et valeur moyenne de la contrainte résolue [Pa]
$V$	volume élémentaire du matériau [m <sup>3</sup> ]
$W$	charge appliquée [N]
$W(chap4)$	travaux de déformation [Pa.m <sup>3</sup> ]
$W^e, W^p$	travaux de déformation élastique et plastique [Pa.m <sup>3</sup> ]
$W^s$	travaux de déformation sphérique [Pa.m <sup>3</sup> ]
$(\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_3)$	repère des vecteurs propres du tenseur des contraintes [.]
$(\vec{n}, \vec{l}, \vec{r})$	repère unitaire du plan $\Delta$ [.]
$(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$	repère unitaire du volume élémentaire [.]
.	dérivée en temps des variables [.]
$\alpha, \beta, \mu, \lambda, \kappa$	paramètres matériaux des critères [.]
$\alpha_1, \alpha_2$	angles de la facette la plus cisailée dans le repère $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ [°][°]
$\alpha_f$	angle de fissuration [°]
$\epsilon_{ij}^p, \epsilon_{ij}^p$	composantes plastiques du tenseur des déformations [m]
$\epsilon_{ij}^p$	composantes plastiques du tenseur des déformations équivalentes [m]
$\delta_{ij}$	symbole de Kronecker [.]
$\Delta$	plan du volume élémentaire $V$ du matériau [.]
$\Theta$	courbe décrit par $S$ dans $E_5$ [Pa]
$\lambda$	longueur d'onde de la rugosité [m]
$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$	valeurs propres du tenseur des contraintes [.]
$\nu$	coefficient de Poisson [.]
$\sigma_e$	limite élastique [Pa]
$\sigma_{ij}$	composantes du tenseur de contrainte [Pa]
$\sigma_{ij}^r$	composantes du tenseur de contrainte résiduelle [Pa]
$\sigma_y$	limite élastique en traction [Pa]
$\sigma_{VM}, \tau_{VonMises}$	contrainte de Von Mises [Pa]
$\sigma_H$	contrainte hydrostatique [Pa]
$\sigma_{H,a}, \sigma_{H,m}$	amplitude et valeur moyenne de la contrainte hydrostatique [Pa]
$\sigma_{Rot,Ben}^D, \sigma_{Tor,-1}^D$	limite d'endurance en torsion alternée et flexion alternée, respectivement [Pa]
$\tau_{max}$	contrainte de cisaillement maximale [Pa]
$\tau_{tresca}$	contrainte de Tresca [Pa]
$(\varphi, \theta, \chi)$	angle du vecteur unitaire $n$ dans le repère $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ [°]

# Introduction générale

Les mécanismes à contact roulant tels que les engrenages ou roulements à billes, sont un sujet technologique qui intéresse l'homme depuis l'antiquité. A cette époque on se servait de rouleaux afin de transporter de fortes charges. En 1485, les premières esquisses de roulements à billes de Léonard De Vinci apparaissent. En 1534, Benevenuto Cellini réalise le premier roulement à billes permettant de faire tourner une statue sur elle-même facilement, sans effort. Au XVIII<sup>e</sup> siècle les premiers brevets de roulements à billes sont déposés et font leurs entrées dans l'industrie grâce à l'automobile. De nos jours, ils sont devenus des éléments essentiels de notre quotidien, équipant vélos et voitures, par exemple, mais jouant également un rôle essentiel dans la technologie de pointe comme l'aviation et l'aérospatiale. On peut compter jusqu'à 50 roulements dans une voiture et 800 dans un avion. Malgré les avancées technologiques sur ces mécanismes, augmentant considérablement leur durée de vie et leur fiabilité, des problèmes d'entretien et de dégradation demeurent et s'avèrent parfois être un challenge. Pour la petite histoire, en 2008, une équipe de la Nasa réalise une sortie orbitale sur la navette Endeavour afin de nettoyer, lubrifier et remplacer 11 des 12 roulements à billes. Sortie coûteuse mais aussi dangereuse au cours de laquelle une trousse à outils a été perdue dans l'espace pouvant heurter la navette. Ainsi, à différents niveaux de l'industrie, la fiabilité des mécanismes à contact roulant est une exigence dont le niveau ne cesse d'augmenter afin de réduire les coûts de fabrication et de maintenance.



FIGURE 1: De gauche à droite : transport de mégalithes sur rouleaux en bois, esquisse de Léonard de Vinci, roulement à bille aujourd'hui et maintenance roulement dans l'espace.

De nombreux travaux ont été réalisés afin d'améliorer la tenue mécanique en volume. L'amélioration des procédés d'élaboration des aciers et de leurs compositions, ont permis de diminuer le nombre et la taille des inclusions présentes dans le matériau à l'origine de fissure en sous-couche. La sévérité grandissante des conditions d'exploitation de ces mécanismes en fonctionnement, températures élevées sous de fortes charges, engendre des fissures et des avaries amorcées en surface. La zone critique de l'endommagement par fatigue est déplacée du volume vers la surface. Il faut se tourner dès lors vers les paramètres qui gouvernent le comportement de cette nouvelle zone critique, tels que la rugosité et le champ de contraintes résiduelles.

L'étude de la rugosité des pièces mécaniques de roulement est une piste très intéressante

pour l'industrie. En effet, il s'agit d'un paramètre qui peut être contrôlé dès la conception des pièces à la différence des problèmes d'inclusions qui relèvent de la métallurgie et dépendent des sidérurgistes. L'étude de l'influence de la rugosité sur la formation et propagation des fissures demande de se positionner à des échelles d'investigation très petites. En moyenne les roulements à billes ont une rugosité de l'ordre de quelques micromètres sachant qu'un cheveu mesure entre 50 et 100 micromètres. L'observation de l'évolution de la rugosité avec précision est donc un enjeu majeur dans cette recherche. La nouvelle technologie optique, par interférométrie ou confocal, permet désormais de s'intéresser de près à ces échelles de mesure de rugosité avec néanmoins des campagnes d'essais souvent longues et coûteuses. Il est nécessaire de coupler ces campagnes d'essais avec le développement de modèles de comportement prédictifs pour atteindre une compréhension plus large et proposer un outil de dimensionnement validé par les essais, demande fortes des industrielles.

Le contact roulant rugueux est abusivement appelé contact hertzien (XIX<sup>e</sup> siècle), mais il ne l'est qu'à l'échelle volumique globale. En effet, deux surfaces rugueuses en contact ne présentent pas un degré de conformité parfait du fait de leurs aspérités en contact. Ainsi l'aire de contact s'en trouve réduite et la répartition de la charge appliquée crée de fortes pressions et sur-contraintes locales dans les premiers micromètres des pièces en contact. Ces sur-contraintes sont la cause de déformations au niveau des aspérités dont le contrôle est peu maîtrisé. Néanmoins, ces déformations se stabilisent après une période appelée rodage. Le rodage est l'une des étapes importantes des mécanismes en contact roulant qui permet aux surfaces de s'ajuster entre elles. Elles en atteignent chacune un état stabilisé respectif, dans des conditions de sollicitations plus faibles que lors de l'utilisation effective. Ce procédé est une étape majeure dans le but d'augmenter la durée de vie des roulements et de retarder l'apparition des avaries de surfaces.

Le XX<sup>e</sup> siècle signe le début des recherches sur les contacts roulants rugueux. Dès lors, le problème complexe de ces contacts est de mieux en mieux appréhendé grâce également à l'augmentation des performances numériques. La prédiction de la durée de vie des roulements est également de plus en plus précise. Mais la compréhension du mécanisme de rodage confrontant les résultats numériques à l'expérimentation reste encore une source de difficultés. En effet, elle demande des expérimentations précises à faible nombre de cycles, des observations et des mesures à l'échelle microscopique, qui seront utilisées comme paramètres d'entrée dans une modélisation robuste et rapide. Ces points synthétisent tous les enjeux et éléments d'intérêt de cette thèse.

Dans le travail mené, nous étudions l'influence de la rugosité sur les avaries amorcées en surface, dans la couche superficielle. Pour cela une connaissance des sollicitations locales induites lors du rodage et menant à l'état stabilisé est nécessaire. D'un point de vue de la confrontation numérique/expérimentale, la validation des résultats ne peut se faire qu'au niveau de la surface, c'est-à-dire par une comparaison des déformées de surface.

Un dispositif est mis en place dans ces travaux permettant de suivre l'évolution d'une surface à une échelle pertinente aux niveaux géométrique et temporel. Ce dispositif se compose d'un rugosimètre optique et d'une machine bi-disque, appelé  $\mu$ Mag, qui a été spécialement développé afin de réaliser la mesure des surfaces en contact cycle à cycle sans démonter les disques, ce qui est cause de perturbations. Ainsi le même couple de surfaces en contact en début de test peut être suivi précisément tout au long du rodage jusqu'à l'apparition de micro-écaillés.

Cette précision permet d'utiliser les surfaces réelles dans une simulation numérique élasto-plastique en trois dimensions du contact roulant. Les données de sortie sont le champs de pression, le tenseur de contraintes ainsi que la déformée de surface à l'état d'équilibre (fin du rodage). La comparaison des déformées numériques et expérimentales permet de valider les résultats des sollicitations dans les couches superficielles.

Dans un second temps, nous savons que le rodage conditionne le contact jusqu'à sa fin de vie.

Ainsi, une validation de la modélisation permet d'exploiter les résultats obtenus à travers différents critères de fatigue afin d'appréhender la formation de fissures.

Ce mémoire s'articule en quatre chapitres. Le premier est une étude bibliographique donnant les outils de compréhension pour cette thèse du contact rugueux à travers les travaux expérimentaux et numériques proposés dans la littérature.

Le second chapitre présente la machine et le dispositif mis en place afin de répondre aux difficultés expérimentales majeures que sont la précision des mesures et une étude cycle à cycle du rodage. Les essais réalisés seront exposés ainsi que les résultats obtenus grâce à ce dispositif pour une étude du contact rugueux roulant.

Le troisième chapitre présente la résolution élastoplastique du contact rugueux roulant en utilisant les surfaces réelles mesurées lors des expérimentations initialement et au cours des cycles de rodages. Ces essais sont simulés numériquement, en considérant les surfaces initiales et les conditions de chargement. Les surfaces déformées, obtenues numériquement après stabilisation, sont comparées aux surfaces mesurées expérimentalement afin de conclure sur la validation du modèle. Une bonne adéquation des résultats permet de comprendre, avec un appui réaliste, les mécanismes de rodage.

Dans le dernier chapitre, les surfaces à l'état stabilisé sont exploitées à travers différents critères de fatigue multiaxiaux. Les résultats numériques sont également mis en regard des observations expérimentales pour expliquer la formation de fissures et d'avaries de surfaces observées aux cours des essais.

Les points forts de cette étude sont la relation et la corrélation précises entre l'expérimental et la modélisation.



# Chapitre 1

## Synthèse Bibliographique du contact rugueux

### Contents

---

1.1	Introduction au mécanisme du contact . . . . .	<b>9</b>
1.1.1	Le contact sec lisse . . . . .	9
1.1.2	Le contact élastoplastique . . . . .	10
1.1.3	Le contact réel rugueux . . . . .	11
1.2	Le contact roulant rugueux : une approche expérimentale . . . . .	<b>14</b>
1.2.1	Outils d'observations et de mesures . . . . .	14
1.2.2	Machine de fatigue . . . . .	15
1.2.3	Machines dites "in-situ" : . . . . .	16
1.3	Chargement cyclique : plasticité et rugosité . . . . .	<b>17</b>
1.3.1	Plasticité cyclique et fatigue . . . . .	17
1.3.2	Evolution de la micro-géométrie en surface . . . . .	19
1.4	Modélisation du contact rugueux roulant . . . . .	<b>21</b>
1.4.1	Géométrie des surfaces dans les modèles . . . . .	21
1.4.2	Modèles . . . . .	22
1.4.3	Critères de fatigue multiaxiaux . . . . .	25
1.5	Objectifs - hypothèses . . . . .	<b>28</b>

---

Dans ce chapitre bibliographique, un état de l'art est réalisé afin d'identifier l'influence de la rugosité dans les mécanismes roulants. En milieu peu lubrifié, comme pour certains mécanismes développés pour des applications aérospatiales, ou en cas de défaillance du film de lubrification, les rugosités des surfaces jouent un rôle prépondérant dans le développement de la fatigue de contact. En effet, les surfaces en contact sont initialement conditionnées par un procédé appelé rodage puis sont ensuite altérées par la fatigue de contact. La fatigue de contact est due à un chargement cyclique dans un contact entraînant les phénomènes d'endommagement. C'est le cas de nombreuses pièces industrielles de transmission tels que les roulements à billes ou engrenages (figure 1.1). Dans un roulement à billes, les bagues intérieure et extérieure sont sollicitées par le chargement répétitif de la bille. Ce type de contact est de même nature entre deux dents d'un engrenage. Afin de prédire ce phénomène de fatigue, l'étude de l'évolution de la rugosité dans le contact et des sur-contraintes générées par leur déformation, sont une étape cruciale dans la maîtrise de l'endommagement.

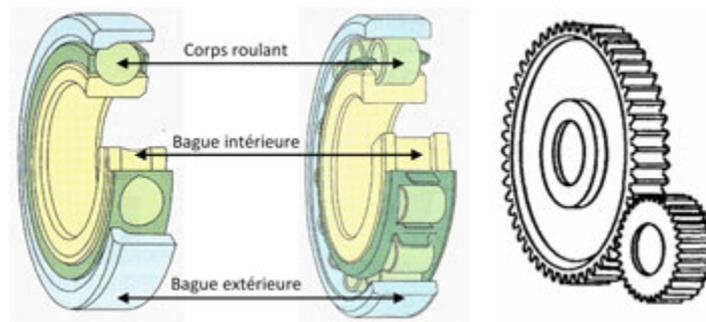


FIGURE 1.1: De gauche à droite : roulement à bille, roulement à rouleaux et engrenage.

Quatre points seront abordés afin de cerner les connaissances nécessaires à ce travail.

Tout d'abord, la théorie du contact mise en place par Hertz à la fin du XIX<sup>ème</sup> siècle et les développements pour prendre en compte la rugosité dans ce contact.

La seconde partie de ce chapitre présente ainsi différents dispositifs expérimentaux mis en oeuvre dans la littérature. La fatigue des contacts est identifiable visuellement par l'apparition de l'endommagement. Une approche expérimentale consiste à reproduire de manière contrôlée la fatigue de contact afin de mettre en évidence le rôle de la rugosité en observant son évolution et les avaries induites. Les points forts et les limites de ces dispositifs permettront à l'issue de cette analyse de concevoir un dispositif pour cette étude.

Dans une troisième partie, nous aborderons les résultats de ces expérimentations tels que les changements de la micro-géométrie en surface et la durée de vie des contacts. Ces observations sont les conséquences de la plasticité cyclique conduisant à différents types de fatigue de contact. Les différents comportements d'une structure élastoplastique soumise à un chargement cyclique seront présentés. Enfin, pour déterminer les lieux où ces sollicitations cycliques conduisent à l'amorçage de fissures et d'avaries, la notion de critère de fatigue sera introduite.

Dans la dernière partie, nous verrons les différentes modélisations du contact rugueux à travers la littérature. L'attention sera portée tant sur la représentation géométrique de la rugosité utilisée mais également sur la rapidité et la robustesse des modèles afin de choisir le modèle le plus approprié à notre étude.

Enfin, fort de ce qui a déjà été réalisé dans la littérature, nous terminerons par les hypothèses retenues et les fonctionnalités manquantes pour cette étude.

## 1.1 Introduction au mécanisme du contact

### 1.1.1 Le contact sec lisse

En 1882, Hertz [JOH 87] établit la théorie, portant son nom, du contact élastique sec entre deux surfaces paraboloides. La théorie de Hertz admet plusieurs hypothèses :

- les corps sont élastiques linéaires, isotropes et homogènes,
- la charge appliquée  $W$  est uniquement normale au contact, sans action tangentielle ni de frottement,
- les rayons de courbures des corps en contact sont grands devant l'aire de contact,
- les surfaces sont considérées parfaitement lisses.

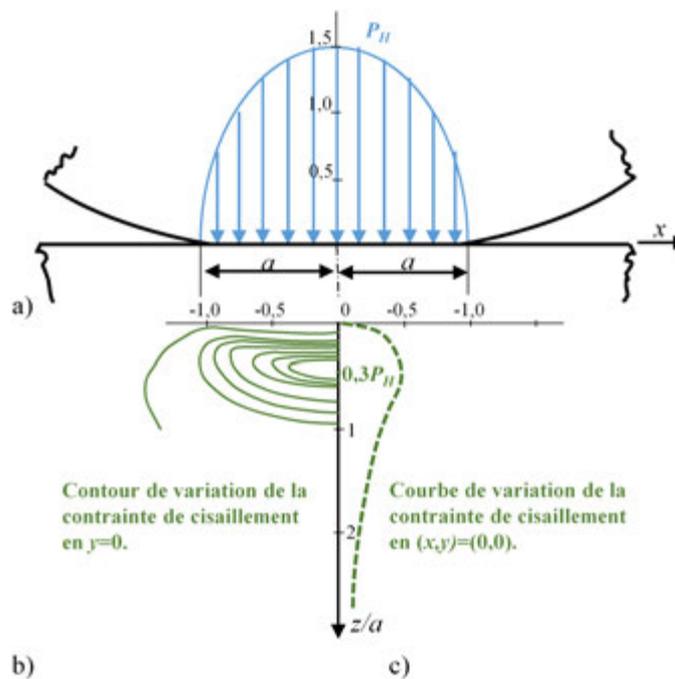


FIGURE 1.2: Théorie de Hertz pour un contact circulaire.

a) schéma de contact et pression associée.

b) et c) courbe de variation de la contrainte de cisaillement (maximum de contrainte de  $0,3 P_H$  à  $0,47a$  de profondeur).

Avec :  $a = \text{demi largeur de contact} = \left( \frac{3WR}{\pi E_{eq}} \right)^{1/3}$  et  $P_H = \text{pression de Hertz} = \left( \frac{3W}{2\pi a^2} \right)$

Deux corps en contact soumis à un effort normal engendrent une pression en surface, dépendant de la géométrie du contact et des propriétés matériaux en jeu. Cette pression admet un maximum en son centre appelée "pression de Hertz"  $P_H$ . La contrainte de cisaillement engendrée en sous-couche présente également un maximum au centre du contact (figure 1.2.b). En ce point central, figure 1.2.c, le cisaillement augmente en fonction de la profondeur jusqu'à un maximum puis diminue en tendant vers zéro. Sa valeur maximale se situe à la distance appelée "profondeur de Hertz" dépendant de la géométrie du contact. Des relations simples sont établies, pour un contact circulaire et linéaire, la profondeur de Hertz est de  $0,47a$  et  $0,78a$  respectivement pour une valeur maximale de  $0,3P_H$  ( $a$  : largeur de contact).

Ainsi, la zone de sollicitations maximales pénalisante pour le contact ne se situe pas en surface

mais en sous-couche.

### 1.1.2 Le contact élastoplastique

La théorie de Hertz, bien que simple d'utilisation et toujours d'actualité pour une première approche du contact, s'applique pour des surfaces parfaitement lisses. Dans la pratique ce type de contact n'existe pas, dû à la rugosité des surfaces. Le contact est alors globalement dit "Hertzien" mais à l'échelle de la rugosité, des pics de surpressions existent, localisés sur des aires de contacts de petites dimensions.

A la fin du XX<sup>ème</sup> siècle, plusieurs expérimentations mettent en évidence que le comportement des corps en contact n'est pas seulement élastique. Marsh [MAR 64] et Tabor [TAB 51] (figure 1.3) réalisent des essais d'indentation reliant la pression moyenne appliquée et la déformation adimensionnées. Ils mettent en évidence trois zones de comportement élastique, élasto-plastique et plastique.

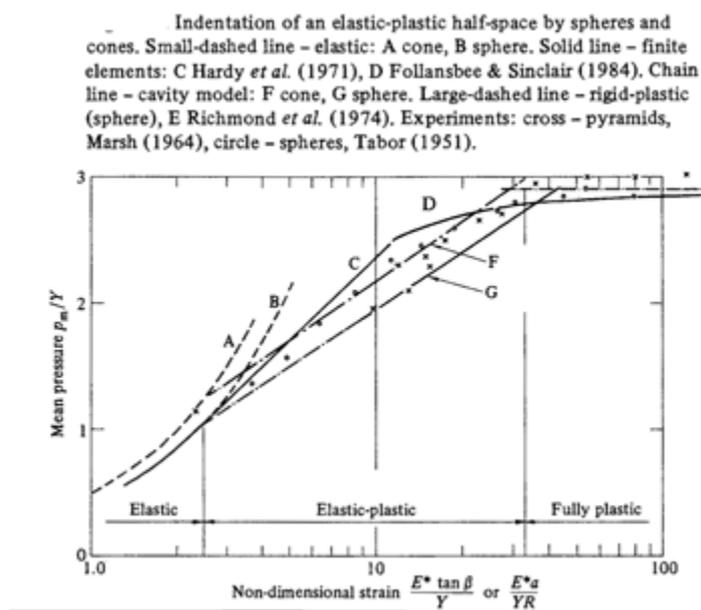


FIGURE 1.3: Résultats expérimentaux d'indentation [JOH 87].

A la fin du XVII<sup>ème</sup> siècle, Hooke découvre les lois de l'élasticité. A travers un essai de traction, figure 1.4, on obtient une courbe de chargement qui permet de définir les différents domaines du matériau.

Le domaine est élastique jusqu'au seuil  $\sigma_e$  et la pente de la droite correspond au module d'Young  $E$ . La fin du domaine est caractérisée par la limite élastique conventionnelle  $R_e$  correspondant à un allongement plastique permanent résiduel de 0,2%.

L'allongement du matériau augmente ensuite jusqu'à un maximum correspondant à la résistance ultime  $R_m$ . On entre alors dans un domaine élastoplastique où l'écoulement plastique est contenu, c'est-à-dire que la déformation plastique reste homogène accompagnée d'une réduction d'aire de section droite.

Le dernier domaine correspond à l'instabilité mécanique plastique menant rapidement à la rupture.

On peut approximer ces courbes par des lois de comportement du matériau. La figure 1.4 représente une évolution linéaire de la courbe dans le domaine des déformations plastiques appelé :

loi d'écroissage cinématique linéaire. Le module d'écroissage  $C$  reflète la linéarité de l'écroissage et est relié au module plastique  $h$  :  $C=2/3h$ .  $E_a$  représente le module apparent dans le domaine élastoplastique :  $E_a = \left(\frac{1}{E} + \frac{1}{h}\right)^{-1}$ .

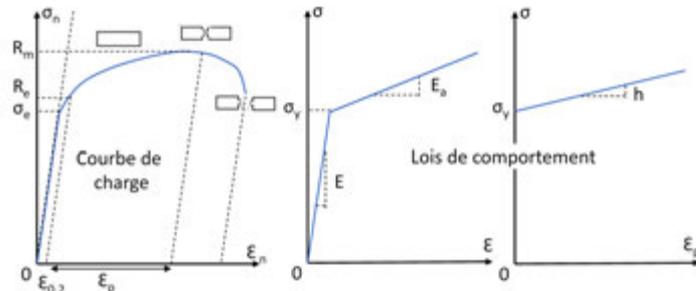


FIGURE 1.4: Courbe de traction et lois d'écroissage cinématique linéaire. Avec :  $\sigma_e$ =limite d'élasticité;  $R_e$ =allongement plastique permanent résiduel de 0,2%;  $R_m$ =résistance ultime;  $h$ =module plastique;  $E_a$ =module apparent dans le domaine élastoplastique

### 1.1.3 Le contact réel rugueux

Au milieu du XX<sup>ème</sup> siècle, Bowden et Tabor [BT50], découvrent que la surface de contact réelle est en réalité plus petite que celle observée à l'oeil nu et ce, dû à la rugosité. Leurs travaux contribuèrent à de nombreuses théories sur les contacts entre les surfaces rugueuses, initié par Greenwood, Williamson et Tripp [GRE 66][GRE 70]. Les aspérités inhomogènes, présentes à la surface réelle des corps rugueux, provoquent des suppressions locales pouvant dépasser 10 fois la pression de Hertz sur de faibles surfaces de l'ordre du micromètre carré. Le contact réel est donc discontinu et localement élastoplastique. Dans cette étude, on ne prend pas en compte la possible présence de 3<sup>ème</sup> corps ou débris à l'interface [GOD 90][LEO 13]. Comme le montre la figure 1.5, la rugosité des surfaces peut présenter des géométries différentes en fonction de l'usinage des pièces, comme par exemple si elles ont été tournées (a) ou polies (b).

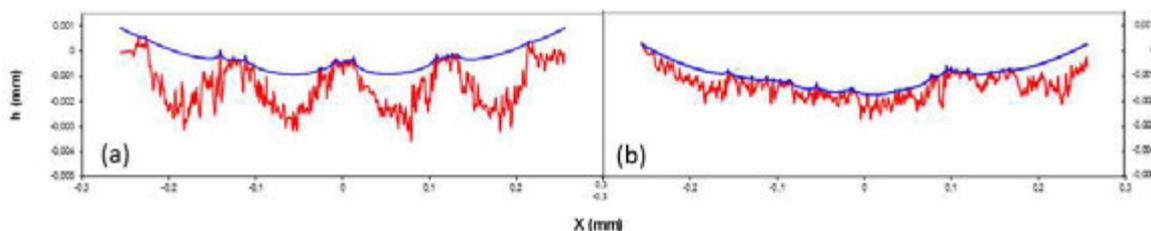


FIGURE 1.5: Profils rugueux réels en contact. (a) Surface tournée et (b) Surface polie.

Sur la figure 1.5(a), la rugosité peut être approximée par une courbe sinusoïdale (figures 1.6 et 1.7.a). Elle est décrite par une longueur d'onde  $\lambda$  et une amplitude de  $2a$ . Un calcul utilisant les transformées de Fourier (FFT) permet de balayer rapidement ces paramètres afin d'obtenir une représentation de la rugosité au plus proche de la réalité. Cette simplification permet de calculer simplement les pics de surpressions engendrés. En effet, on peut remarquer, (figure 1.6), la surpression  $\Delta P$  au niveau des aspérités par rapport à la pression de Hertz  $P_H$  pour ce contact (1.7).

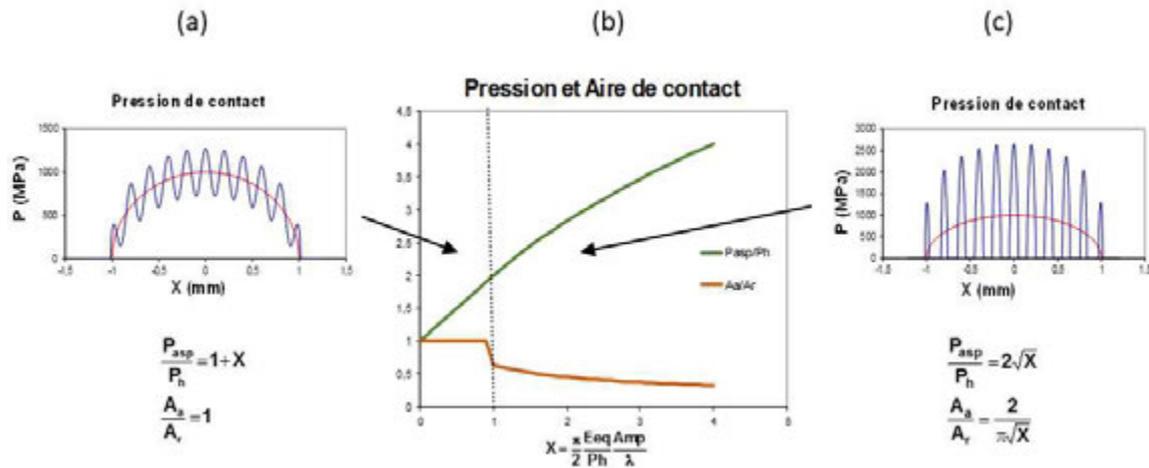


FIGURE 1.6: Influence de la charge sur l'aire de contact : rugosité sinusoïdale [JOH 87] [QUE 07][SAI 11a]. (a) Pression continue. (b) Pression et aire de contact en fonction du paramètre  $X$  représentatif des conditions de contact. (c) Pression discontinue.

Avec :  $A_a$ =aire de contact apparente ;  $A_r$ =aire de contact réelle ;  $Amp$ =Amplitude de la rugosité ;  $\lambda$ =longueur d'onde de la rugosité ;  $E_{eq}$ =module de Young equivalent ;  $P_h$ =pression de Hertz ;  $P_{asp}$ =pression de l'aspérité.

En fonction de l'amplitude de la rugosité, pour une même charge appliquée, deux cas de figure sont proposés (figure 1.6) :

- Cas 1 : l'amplitude est faible par rapport à la déformée hertzienne, le contact reste globalement fortement hertzien, c'est-à-dire que la zone en contact reste continue, (figure 1.6.a) ;
- Cas 2 : l'amplitude est forte par rapport à la déformée hertzienne, la zone en contact devient discontinue et est la somme des zones de contact (figure 1.6.c). L'aire de contact réelle  $A_r$  est alors inférieure à l'aire de contact apparente  $A_a$ .

Une relation simple existe permettant d'identifier le cas de figure à considérer (cas 1 ou cas 2) et permet de statuer s'il est nécessaire de prendre en compte la rugosité [JOH 87].

La modélisation de contacts discontinus a été menée initialement dans la littérature, en considérant les aspérités comme de multiples contacts hertziens indépendants. Mais les interactions entre ces aspérités modifient considérablement le champs de contraintes en sous-couche comme illustré figure 1.7. La figure 1.7 montre une représentation du champs de contraintes de cisaillement. On peut observer un contact globalement d'allure hertzien (figure 1.2) mais on remarque localement en sous-couche des modifications importantes liées à la présence des rugosités.

Dans le cas d'une rugosité moins caractéristique, telle que représentée figure 1.7(b), le contact peut présenter ainsi de nombreuses discontinuités mais également des champs de pression et de contrainte de cisaillement très perturbés. Tallian [TAL 84] définit cinq zones successives distinctes de sollicitations. Il les catégorise en partant de la surface jusqu'au volume sous-jacent en fonction de la nature et des intensités différentes des contraintes sollicitées. Les cinq zones sont les suivantes :

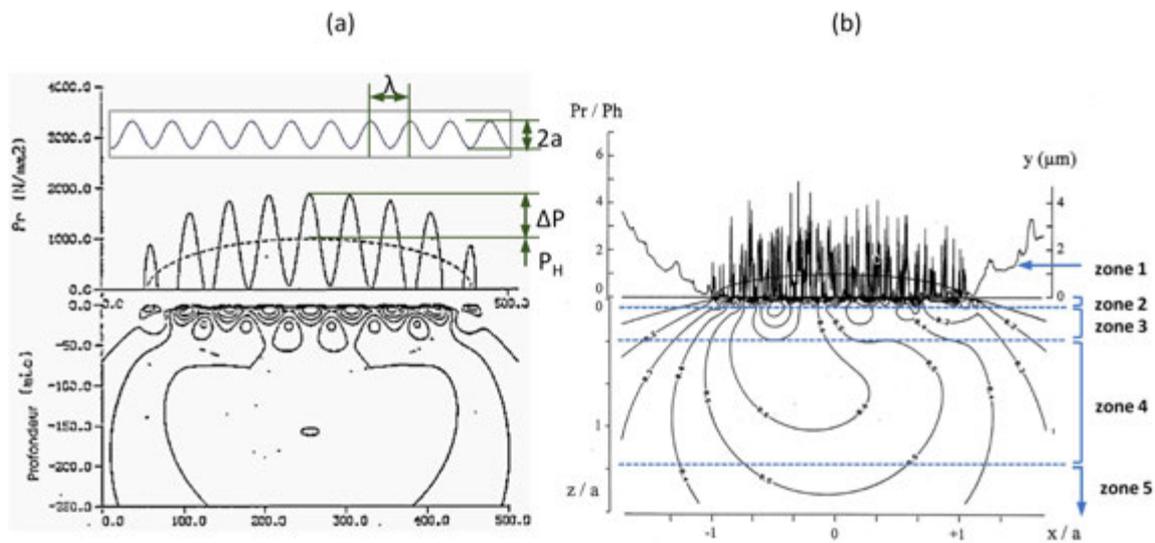


FIGURE 1.7: Influence de la rugosité sur le champs de contrainte : (a) rugosité sinusoïdale et (b) rugosité réelle. [SAI 89]

- *La surface (zone 1) :*  
 Cette zone correspond à la surface sur laquelle s'applique le champs de pression. Ses macrogéométrie (forme) et microgéométrie (rugosité) gouvernent le champ de pression. C'est la zone la plus perturbée lors du rodage. En effet, les deux surfaces élastoplastiques rugueuses en contact se déforment jusqu'à l'accommodation.
- *La couche superficielle (zone 2) :*  
 Elle représente les premiers microns en dessous de la surface. Cette zone est fortement perturbée par les surpressions associées aux rugosités qui créent localement des zones de sur-contraintes et des contraintes résiduelles. Elle est ainsi propice à l'amorçage des fissures conduisant à la fatigue superficielle et aux micro-écaillages. La création de fissures dans cette zone est un sujet controversé mais la propagation de fissures est observée, favorisée par le niveau élevé des contraintes de cisaillement. Les contraintes de compression, à l'inverse, sont supposées ralentir la propagation [PAU 03] [LAB 08]. Cette zone n'est pas présente dans un contact lisse de Hertz.
- *La zone au repos (zone 3) :*  
 La zone de repos est une zone de transition dans le volume. En effet, elle transmet de faibles contraintes : les sollicitations en surface liées à la rugosité ne sont plus représentatives et les contraintes de Hertz macroscopiques sont encore modérées.
- *La zone hertzienne (zone 4) :*  
 Elle correspond au contact dit globalement hertzien. La position du maximum de cisaillement dépend directement de la macrogéométrie du contact et du chargement appliqué. La présence d'inclusions dans le matériau à cette profondeur est préjudiciable au contact. Cette zone forme un site propice à l'amorçage de fissures provoquant des écaillages en surface. Le développement de papillons et de fissures parfois non débouchantes est observé à la découpe des matériaux.
- *La zone profonde (zone 5) :*  
 La dernière zone, située sous la zone de Hertz, est soumise à de faibles sollicitations et ne présente pas de risque de fatigue. Seuls des défauts de montage des pièces entre elles où des sollicitations extérieures perturbatrices peuvent avoir un impact significatif dans cette zone, pouvant engendrer des défaillances à l'échelle du mécanisme.

## 1.2 Le contact roulant rugueux : une approche expérimentale

### 1.2.1 Outils d'observations et de mesures

Depuis les années 1950, les chercheurs ont réalisé l'importance d'une bonne détermination de la géométrie du contact entre deux surfaces rugueuses pour conduire ensuite une modélisation précise. Cette détermination de la géométrie repose sur des études expérimentales. Woo et Thomas [WOO 80] retracent ces divers travaux expérimentaux jusqu'à 1980. Les principaux centres d'investigation concernent :

- la séparation des surfaces,
- l'aire réelle de contact,
- le nombre d'aspérités en contact,
- la distribution spatiale et la dimension des aspérités,

afin de comprendre leurs interactions avec la rugosité de surface et la charge normale appliquée. Ils passent en revue notamment : les méthodes optiques, la méthode de Mechau, le microscope à phase contrastée, l'interférométrie Nomarski, la réfraction de lumière, les méthodes de conduction thermique et électronique, la méthode neutrographique, les traces radioactives et colorants, et enfin la méthode du frottement.

Toutes ces études ont permis de développer les premiers modèles géométriques de rugosité qui seront développés section 1.4.1 mais également de comprendre les mécanismes de l'interface d'un contact. Néanmoins, la plupart de ces méthodes ne permettent pas une mesure précise de la rugosité en contact. Dans cette section, les méthodes de mesure et d'observation des surfaces, les plus utilisées actuellement, sont retracées.

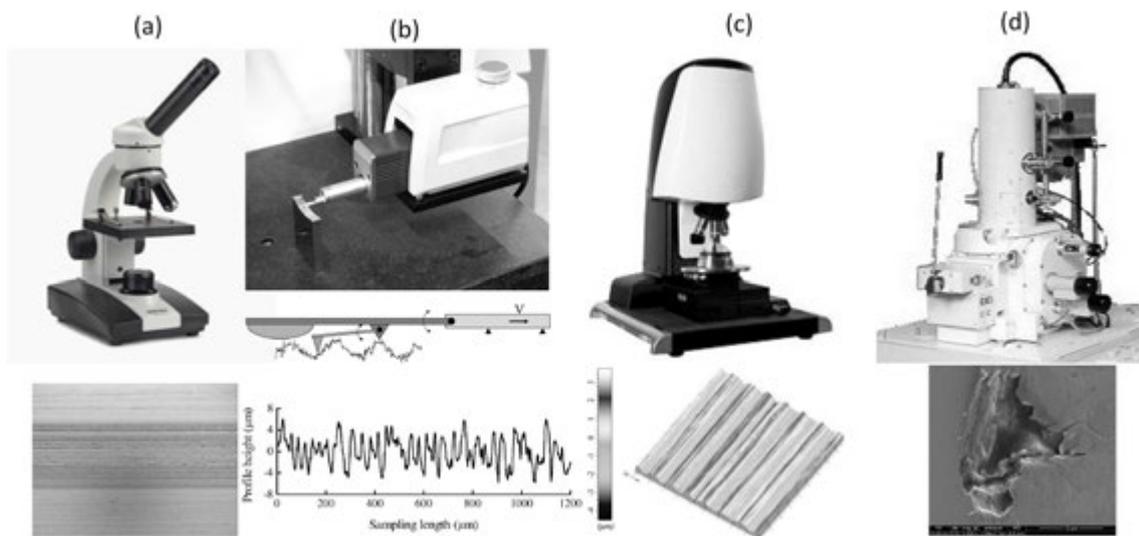


FIGURE 1.8: Différents moyens d'observations et de mesure de surface. La première ligne présente la machine et en deuxième ligne les résultats associés. a) Microscope optique, b) Profilomètre, c) Rugosimètre optique, d) Microscope électronique à balayage.

La figure 1.8 présente quelque uns des différents outils utilisés dans les méthodes citées précédemment :

- (a) le microscope optique : il permet une observation qualitative de la surface du contact sous charge ou non. Dans le cas d'un contact chargé, l'une des deux surfaces doit être transparente et

la rugosité suffisamment définie par rapport à l'aire de contact et la qualité de zoom assez réduite. Doté d'une caméra en supplément, une surface roulante à faible vitesse peut être enregistrée. De récents travaux utilisent une combinaison microscope-caméra-surface transparente pour analyser l'influence des rugosités en milieux lubrifiés [GUA 99] et [ABB 08]. (grossissement limité à 2000 fois, échelle de mesure : micromètre)

- (b) *le profilomètre* : premier instrument quantitatif mis au point en 1933 par Abbott et Firestone [ABB 33], il permet de mesurer la géométrie réelle de la rugosité sur un profil de surface. Pour ce faire, le contact doit être séparé, il s'agit d'une mesure post-chargée. Le mécanisme consiste en un palpement mécanique de la rugosité avec un stylet fin équipé d'une pointe en diamant. Cette méthode nécessite donc un contact entre l'appareil de mesure et la surface, ce qui est souvent cause de perturbation (dégradation de la rugosité mesurée). (échelle de mesure : dixième de micromètre)
- (c) *le rugosimètre optique* : ce dernier permet une mesure qualitative et quantitative d'une surface entière de l'ordre du dixième de micromètre. Muni d'un système d'interférométrie ou de confocal, il n'engendre pas de contact physique avec la surface, minimisant ainsi les perturbations de rugosité. En contre partie, il ne permet pas de mesurer l'interface d'une surface chargée à travers une surface transparente à cause de son système de réflexion des rayons. Une topographie de surface détaillée en est le fruit, mais des pentes de rugosité trop élevées peuvent limiter ces capacités de mesure. (échelle de mesure : dixième de micromètre)
- (d) *le microscope électronique à balayage (MEB)* : cet outil utilise le principe des interactions électrons-matière afin de produire des images de très haute résolution (0,4 à 20 nanomètres) de la surface. Il ne permet pas à proprement parler de mesurer la rugosité de surface, il permet de connaître l'échelle horizontale mais pas l'échelle verticale à la différence du microscope à force atomique. Néanmoins des méthodes photogrammétriques ou par analyse de la réflexion différentielle peuvent recréer une topographie en trois dimensions (3d) de la surface. Ces méthodes de reconstruction 3d sont également associées à des microscopes optiques. Le MEB est souvent utilisé pour capturer des images d'avaries en surface ou de fissures permettant de mettre en évidence la géométrie 3d de ces dernières. (grossissement limité à 5 millions de fois, échelle de mesure : 0,4 à 20 nanomètres)

Cette liste, non exhaustive, correspond aux instruments souvent combinés aux machines de fatigue présentés dans la section suivante.

## 1.2.2 Machine de fatigue

Au X<sup>ème</sup> siècle les travaux d'Ibn Al Haytham [HAY 21] introduisent la méthode expérimentale qui consiste à répéter des expériences maîtrisées dans le but de valider ou non une hypothèse. Ce procédé dans son principe n'a pas évolué. En 1856, Chevreul [CHE 56] décrit sa vision de la méthode expérimentale comme suivant : "Un phénomène frappe vos sens ; vous l'observez avec l'intention d'en découvrir la cause, et pour cela, vous en supposez une dont vous cherchez la vérification en instituant une expérience. Le raisonnement suggéré par l'observation des phénomènes institue donc des expériences (...), et ce raisonnement constitue la méthode que j'appelle expérimentale, parce qu'en définitive l'expérience est le contrôle, le critérium de l'exactitude du raisonnement dans la recherche des causes ou de la vérité".

Ainsi, dans le but d'étudier les mécanismes roulants industriels et la fatigue de contact associée, plusieurs machines d'essais ont été mises au point (figure 1.9) dont la liste est non-exhaustive. Elles permettent le contrôle de l'ensemble des paramètres de sollicitations, comme :

- la géométrie du contact : disque/disque, bille/bille, bille/plan, etc ;
- la cinématique : roulement pur (sans glissement), à cinématique imposée (glissement imposé et contrôlé), à traction imposée (une vitesse de rotation imposée et un couple de freinage imposé ; glissement non contrôlé) ;
- la pression de contact imposée ;

- les matériaux ;
- le lubrifiant et sa quantité en présence ;
- l'endommagement et sa mesure : en surface, en profondeur ;
- les méthodes d'observation : non destructive, destructive.

Des résultats comme des mesures de frottement ou des détections d'avarie sont obtenus. Ces machines sont appelées machines de fatigue car elles fonctionnent généralement soit à des vitesses élevées, soit à des nombres de cycles imposés (exemple :  $10^7$ ). Elle servent généralement à tester la qualité mécanique des pièces en roulement à l'issue de la production ou lors de vérifications en maintenance.

Sur la figure 1.9, sont représentées différentes machines à fatigue de contact roulant pour des systèmes : (a) bille/arbre, (b) engrenages et (c) disques en contact. Dans les années 1930, Way [WAY 35] met en évidence cinq résultats essentiels lors d'essais de fatigue sur machine bi-disques :

- Les piqûres ou écaillages ne se produisent pas sur la surface de contact sans l'existence d'un lubrifiant qui limite l'usure des surfaces.
- L'écaillage résulte du développement d'une fissure apparaissant à la surface du contact.
- Les surfaces de dureté élevée et de rugosité faible résistent mieux à l'écaillage.
- L'utilisation d'un lubrifiant à haute viscosité empêche l'apparition de piqûres ou d'écaillages.
- La forme d'une piqûre est elliptique selon la direction de mouvement de l'aire de contact.

Depuis, de nombreuses autres recherches sont réalisées dans ce sens et différents types et natures d'avarie ont alors pu être classés suivant les sollicitations en cause [RIN 01] [OLV 05].

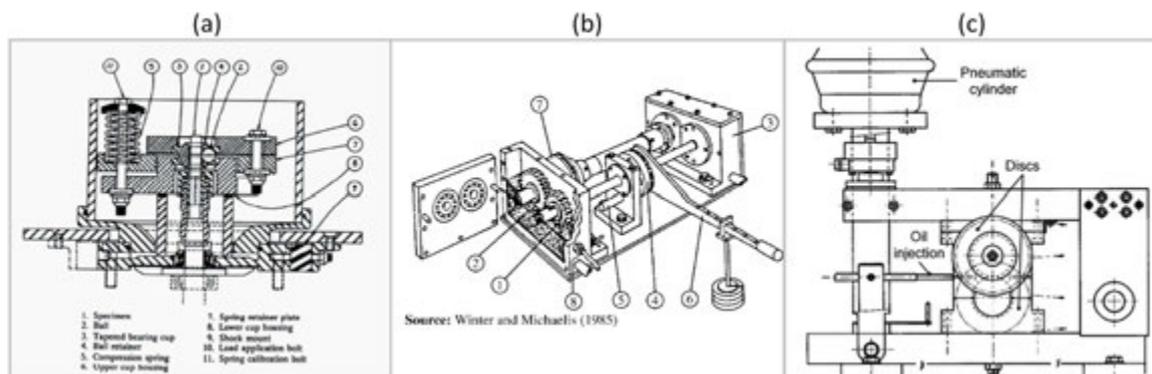


FIGURE 1.9: a) The Ball/Rod Rolling Contact Fatigue (RCF) [Federal-Mogul's Bearing Research Center], b) FZG Gear Testing [Winter and Michaelis], c) Twin-disc test rig [JOU 13].

### 1.2.3 Machines dites "in-situ" :

Pour les machines présentées précédemment (cf §1.2.2) les observations et mesures sont généralement réalisés en fin d'essai et à grand nombre de cycles. Cette façon de procéder n'est pas adaptée à l'étude du rodage qui s'effectue à très faible nombre de cycles. Il faut ainsi modifier la conception de ces machines, employer des moteurs et des dimensions différentes pour permettre un contrôle cycle à cycle.

Ces nouvelles machines à très faible vitesse, inspirées des machines de fatigue, sont souvent dotées d'outils d'observation (cf §1.2.1). De récents dispositifs de ce type sont présentés figure 1.10. On peut remarquer différents assemblages : une machine d'usure par frottement, une machine bi-disques et une machine bille-disque combinées respectivement à un profilomètre, à un microscope à laser et à un microscope à interférence . Ces dispositifs sont appelés abusivement "in-situ". En effet, ils permettent l'analyse des rugosités lors de chaque interruption de l'essai sur une surface non

chargée (figures 1.10 (a) et (b)). En effet, pendant l'interruption de l'essai, à vitesse de contact nulle, le contact n'est pas déchargé et la mesure est réalisée sur une zone à côté du contact. Cette méthode a l'avantage de ne pas perturber l'interface du contact en limitant les mésalignements et l'ajout de débris. Certains dispositifs mesurent en direct, sans interruption, l'évolution de la rugosité (1.10 (b)) mais des problèmes de distance focale entrent en jeu dus à la modification de la rugosité parfois importante dans les premiers cycles.

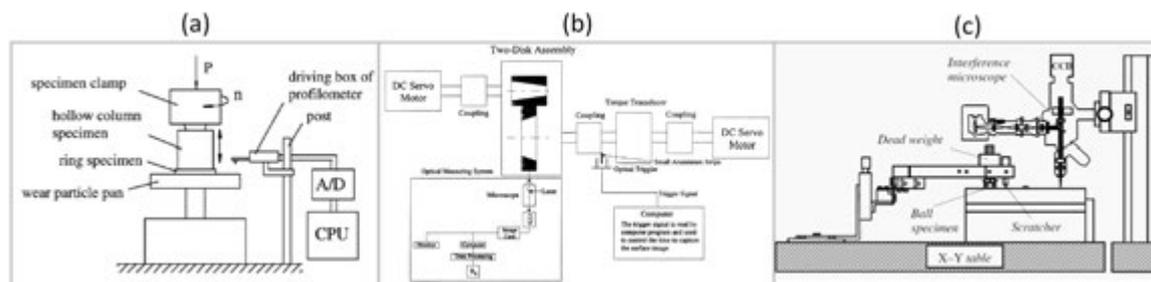


FIGURE 1.10: a) "Thrustwasher type tester" avec profilomètre [ZHU 03] , b) "Wear test rig" avec microscope/laser [WAN 00b] c) "Semi on-line measurement" avec rugosimètre optique [JAM 06]

La mesure de l'évolution de la rugosité de surface au même endroit avec un repositionnement précis est possible. Néanmoins, cette méthodologie ne permet pas de suivre l'évolution de l'ensemble de l'interface qui est constituée par les surfaces au regard des deux corps en contact. En effet, seulement la surface d'un des deux corps en contact est observée. Les essais réalisés dans la littérature sont conduits principalement pour les configurations suivantes :

- corps lisse déformable / corps rugueux rigide [WAN 91],
- corps rugueux déformable / corps lisse rigide [HOR 02][WAN 00b][JAM 06].

Ces essais permettent une bonne étude des rugosités en contact, puisque généralement l'un des deux matériaux est plus déformable que l'autre afin de mettre en évidence :

- l'empreinte de la rugosité sur la surface lisse [WAN 91],
- la réduction des hauteurs de rugosités sur la surface rugueuse [ZHU 03].

Ces essais sont souvent peu réalistes de part les matériaux et la définition géométrique des rugosités employés, relativement éloignés des applications industrielles. De plus, dans la simulation numérique de leur contact, seule l'une des surfaces en contact est mesurée et utilisé comme paramètre d'entrée de simulation. La deuxième surface en contact est remplacée par une surface parfaitement lisse (cf §1.1.3). Actuellement, aucun dispositif ne permet de réaliser cette étude où les deux surfaces mesurées qui ont réellement été en contact sont simulées.

## 1.3 Chargement cyclique : plasticité et rugosité

### 1.3.1 Plasticité cyclique et fatigue

Les contacts rugueux soumis à un chargement roulant subissent des sollicitations cycliques. La prédiction de la durée de vie de tels contacts s'appuie sur la réalisation d'essais de fatigue (cf §1.2.2). Dans le cas de chargement cyclique de traction-compression, la réponse des corps illustrée figure 1.4 peut prendre différentes formes :

- *comportement élastique* : l'ensemble des sollicitations reste dans le domaine élastique.
- *adaptation* : le matériau tend vers un comportement élastique après plusieurs cycles. L'amplitude des déformations plastiques devient nulle.

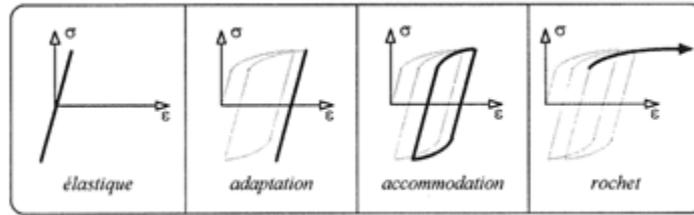


FIGURE 1.11: Comportements cycliques à contrainte imposée

- *accommodation* : le matériau atteint un régime établi après plusieurs cycles. Les déformations plastiques sont cycliques et identiques.
- *rochet* : aucun régime stable n'est établi, on observe une augmentation de la déformation plastique moyenne à chaque cycle.

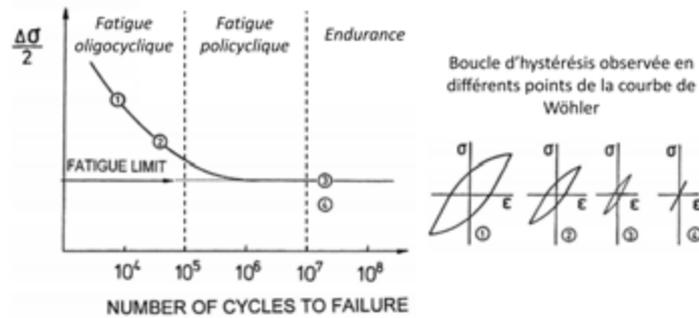


FIGURE 1.12: Courbe de Wöhler : Boucle d'hystérésis observée sur le plan mécanique [MUG 99].

Dans ces schémas de configuration, plus la charge cyclique est importante plus les sur-contraintes dans le matériaux vont conduire à son endommagement. C'est ce qu'exprime la courbe SN ou dite de Wöhler qui a été établie d'après de nombreux essais de fatigue obtenus en flexion rotative ou en traction alternée. Elle détermine le nombre de cycles à rupture atteint par une pièce pour un chargement donné 1.12. En fonction du nombre de cycles à rupture, trois domaines sont définis :

- *la fatigue oligocyclique (fatigue plastique)* : la rupture intervient après un tout petit nombre de cycles, on est proche du comportement statique du matériau. Il s'agit des réponses cycliques de type rochet ou accommodation à forte déformation plastique.
- *la fatigue polycyclique (fatigue limitée)* : la rupture intervient après un nombre de cycles d'autant plus important que la contrainte est faible. On peut placer ici les réponses de type adaptation ou accommodation à faible déformation plastique.
- *l'endurance (fatigue illimitée)* : lorsque la contrainte est en dessous d'un certain seuil, la rupture ne se produit plus quel que soit le nombre de cycles. Nous sommes ici dans une situation d'état cyclique stabilisé. Ceci correspond aux réponses de type comportement élastique ou à l'adaptation.

La courbe de Wöhler établie à partir d'essais en flexion rotative ou en traction alternée pour des états de contraintes-déformations, homogènes dans la section de l'éprouvette et ne présentant pas de gradients localisés et sévères, s'adapte également bien aux contacts roulant. Les apparitions d'avaries, telles que les écaillages ou les fissures, sont assez bien prédites car elles sont situées dans la zone hertzienne. Mais à l'échelle des rugosités, la prédiction des micro-écaillages n'est pas prise en compte.

Les micro-écailles sont la conséquence des gradients sévères et confinés des contraintes-déformations liés aux rugosités. Leur prédiction, nécessite de caractériser l'évolution de la microgéométrie.

### 1.3.2 Evolution de la micro-géométrie en surface

De nombreuses expérimentations menées sur les contacts rugueux roulant (cf §1.2) ont eu pour but de mettre en évidence les effets des rugosités pendant le rodage et sur la durée de vie des mécanismes [PAW 13]. Dans une synthèse des études de la littérature sur les avaries et leurs causes, Olver [OLV 05] souligne le rôle important de la rugosité dans la phase du rodage face à la formation des micro-écailles [DUM 97].

Pour un contact roulant, la sollicitation devient cyclique (cf §1.3.1) à l'échelle globale du contact, mais également à l'échelle locale des rugosités. La période nécessaire à l'établissement d'un état stabilisé à ces deux niveaux s'appelle le rodage. Le rodage, correspond ainsi à une modification de la micro-géométrie des surfaces jusqu'à stabilisation des déformations : un processus de conformité entre les deux surfaces rugueuses se met en place.

De rares études sur machine bi-disques utilisent les mêmes matériaux pour mettre en évidence ce phénomène de réciprocité. Elle montrent que pour des surfaces :

- de même rugosité arithmétique ( $R_a$ ) initiale, le ( $R_a$ ) diminue pour les deux,
- de  $R_a$  différents, le  $R_a$  de la surface la plus rugueuse diminue alors que celui de la surface lisse ne varie pas notablement [STE 09] ou est en légère augmentation [CHO 97] .

Tous s'accordent donc sur l'existence d'un phénomène de réciprocité entre les rugosités des surfaces, mais les résultats quelques fois contradictoires ne permettent pas de conclure sur ce mécanisme de rodage. C'est en grande partie la raison pour laquelle, la majorité des études réalisées (cf §1.2.3) n'utilise pas le même matériau pour les deux corps en contact : l'un est déformable et l'autre non. Ceci permet de simplifier l'étude, puisque une seule des deux surfaces va évoluer dans le processus de mise en conformité du contact.

L'expérience industrielle s'accorde à dire que le processus de conformité des surfaces pendant le rodage tend vers un adoucissement des pics des aspérités et est un phénomène globalement bénéfique pour la durée de vie des surfaces et pour leur fonctionnement. Dans le cas où l'on simplifie l'expérience en utilisant un matériau deux fois plus dur que l'autre, on peut s'intéresser alors au paramètre de fonctionnement qui influence le processus de conformité des surfaces et leurs conséquences. Les paramètres les plus influents sur le rodage sont : la charge [HOR 02], la vitesse [WAN 04], le matériau et le lubrifiant [NOG 02] .

Wang et al. [WAN 00b] fixent, dans un premier temps, ces paramètres et montrent (figures 1.13 (a) et (b) ) que : seule l'accommodation des rugosités entre elles ( $R_a$  devient stable), engendre une diminution du coefficient de frottement. Dans un second temps, ils étudient l'influence du taux de roulement/glisement et de la charge sur le paramètre de rugosité  $R_a$  (figure 1.13 (c) et (d) respectivement). On peut remarquer que ces paramètres de fonctionnement ont une influence directe sur l'accommodation des surfaces entre elles. En effet, des taux de roulement/glisement et des charges élevés pendant le rodage engendrent une diminution plus importante du  $R_a$  en fin d'essai.

Ainsi, depuis 50 ans, bon nombre de travaux comme ceux de Blau [BLA 89] , Kragelski [KRA 82] , Rowe [ROW 75], Wu et Zheng [WU 91] et d'autres [DOW 82] s'intéressent au processus de rodage et aux paramètres qui l'influencent afin d'améliorer la plage de fonctionnement et la durée de vie des contacts. En 1981, Blau [BLA 81], collecte de nombreuses expériences centrées sur le rodage et ces paramètres influents. Les travaux de Blau [BLA 81], en glissement, montrent que la variation du coefficient de frottement durant le rodage et le temps de stabilisation sont fonction d'un

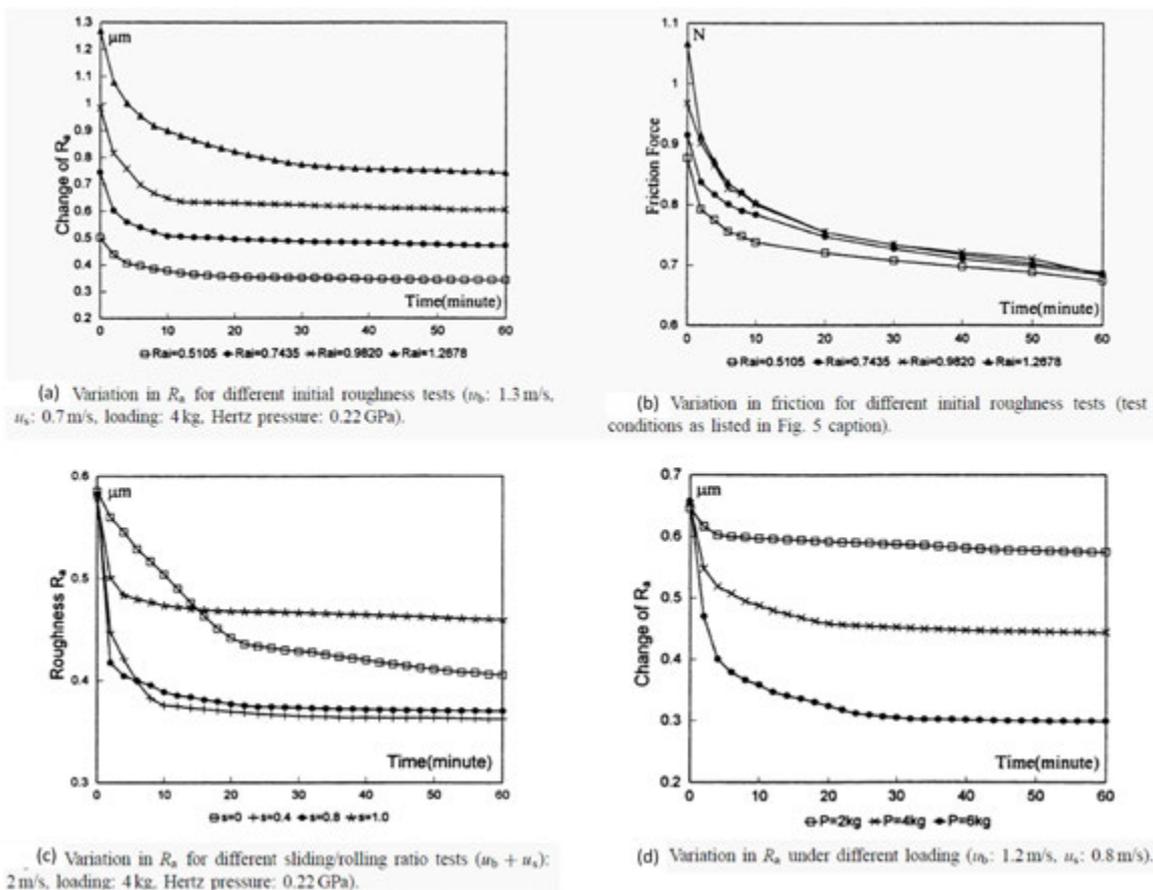


FIGURE 1.13: Variation des paramètres de surface en fonction du temps pendant le rodage, [WAN 00b]

facteur de lubrification et d'une contribution des matériaux en contacts eux-même dépendants du temps. Ces études soulignent que l'inter-dépendance des paramètres rend l'étude de leurs influences distinctes sur la rugosité très complexe.

D'autres études mettent en évidence la difficulté d'identifier le paramètre adéquat permettant de caractériser l'évolution de la géométrie de la rugosité lors du rodage. Stout et al. [STO 77], Whitehouse [WHI 94] et Foucher et al. [FOU 82] comparent l'évolution de plusieurs paramètres pendant le rodage (figure 1.14). La courbure moyenne en sommet d'aspérité décroît plus vite que  $R_a$  en fonction de la charge croissante. Ils privilégient donc dans leurs études des paramètres plus proches de la description topographique de la rugosité telle que la distribution de la hauteur.

En conclusion, ces travaux expérimentaux sur les évolutions de la rugosité pendant le rodage, ont pour but d'améliorer des modèles prédisant l'état de fonctionnement en sortie de rodage du mécanisme. Les études des paramètres de rugosité et leurs choix par rapport à leurs pertinences permettent de réaliser des comparaisons entre expérimentations et modèles numériques dans l'optique de valider ces derniers [BLA 87] [KRA 82] [KAP 94] [KIN 78]. Plus récemment, dans le but de supprimer cette définition difficile de la rugosité avec des paramètres, on utilise, grâce à l'augmentation des performances informatiques, les topographies de surfaces mesurées directement (section 1.4.1).

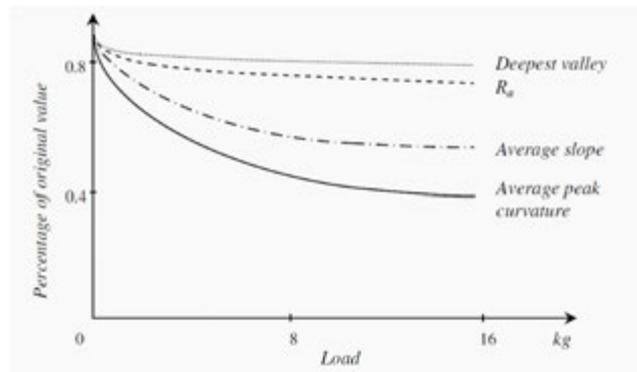


FIGURE 1.14: Variation des paramètres de surface en fonction de la charge pendant le rodage, [WHI 94]

## 1.4 Modélisation du contact rugueux roulant

### 1.4.1 Géométrie des surfaces dans les modèles

Les premières définitions de la rugosité datent des premières mesures d'Abbot et Firestone sur profilomètre [ABB 33] (cf §1.2.1). La caractérisation de la rugosité est usuellement définie à travers deux types de paramètres :

- verticaux : comme la rugosité arithmétique ( $R_a$ ), la ligne moyenne ( $m$ ) ou l'écart type standard ( $\sigma$ ) ;
- spatiaux : comme l'espace moyen entre deux pics ( $A_R$ ), le nombre de pics ( $N_p$ ) ou le nombre de croisements de la ligne moyenne ( $N_0$ ) par unité de longueur.

De ces premières mesures de rugosité, bon nombre de modélisations de la géométrie des surfaces rugueuses vont naître.

En 1957, Archard [ARC 57] a établi un premier modèle permettant le calcul de l'aire réelle de contact entre deux surfaces élastiques rugueuses. Son modèle consiste à considérer une aspérité sphérique sur laquelle sont superposées successivement des aspérités uniformément réparties de taille de plus en plus petite (figure 1.15(a)). En 1974, Mandelbrot [MAN 82] crée le terme "fractal" qui est un néologisme caractérisant tous les objets dont la structure est invariante par changement d'échelle. La rugosité définie dans le modèle d'Archard correspond au terme "fractal" de Mandelbrot. L'avantage de cette définition est l'utilisation prédisposée de la théorie de Hertz pour chaque micro-sphère.

En 1966, Greenwood et Williamson [GRE 66] proposent une définition de la rugosité sur la base de paramètres issus de mesures profilométriques. Ils considèrent que les aspérités sont sphériques au moins au voisinage de leur sommet et possèdent le même rayon de courbure. Les hauteurs des aspérités utilisées sont aléatoires mais doivent être comprises dans l'amplitude mesurée par rapport au plan moyen des hauteurs de sommets (figure 1.15(b)).

Whitehouse et Archard [WHI 70] exploitent alors en 1970, le modèle de Greenwood et Williamson. Ils ajoutent à ce modèle la variation des rayons de courbures des sommets entre eux. De plus, ils modifient la définition de la distribution aléatoire des hauteurs en créant des paramètres issus de relevés profilométriques. Ils utilisent une répartition gaussienne des hauteurs mesurées à partir de la ligne moyenne et leur écart type.

D'autres modèles, comme celui de Nayak [NAY 71] ou plus récemment celui de Robbe-Valloire [ROB 01], ne formulent pas d'hypothèses particulières sur la forme des sommets usuellement sphériques. Néanmoins, toutes ces méthodes de plus en plus complexes ont pour but de se rapprocher au maximum d'une "vraie" structure de rugosité.

De nombreuses publications et ouvrages regroupent ces différentes méthodes pour définir aléatoirement la rugosité de surface, comme Thomas [THO 82] ou plus récemment Bhushan [BHU 01] ou Persson et al. [PER 05][PER 06].

Ces premières définitions de la rugosité sont la base de nombreux modèles, toujours d'actualité, dits stochastiques (paramètres générés aléatoirement) ou déterministes (paramètres issus de mesures). En 2000, Ciavarella et Demelio [CIA 00] comparent les modèles issus des travaux de Archard aux modèles fractals modernes et montrent la pertinence de ces deux modèles encore d'actualité. Ils font encore l'objet d'amélioration [ELS 08]. Des simulations numériques, Ahmad [AHM 13], Wang and Wong [WAN 00a], et Pei et al [PEI 05] (figure 1.15(c)) utilisent encore récemment des surfaces générées par des distributions Gaussiennes aléatoires des rugosités. Bien que ces modélisations permettent souvent des calculs rapides, elles utilisent parfois des paramètres non standardisés et qui sont quelques fois difficiles à mesurer pour effectuer des comparaisons expérimentales. De plus, comme il a été vu section 1.3.2, il est difficile de savoir quels paramètres utiliser pour caractériser les évolutions de la rugosité dans un contact.

Grâce à l'évolution des techniques de mesure de surface (cf §1.2.1), il est possible de prendre en compte la "vraie" géométrie de la surface avec des relevés topographiques numériques à grands nombres de points (figure 1.15(d)). L'amélioration des capacités informatiques permet l'utilisation de ces surfaces dans des simulations numériques basées sur les méthodes éléments finis [DUR 11] ou semi-analytique [MAY 95][BER 14]. Ces différents types de modèles vont être présentés dans la section suivante.

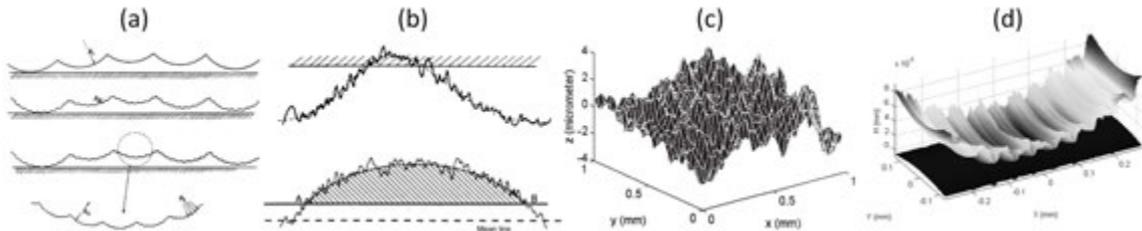


FIGURE 1.15: (a) Modèle d'Archard (1957) sur les multiples échelles de rugosité [ARC 57]. (b) Simplification de la rugosité réelle Greenwood et Williamson (1977) [GRE 77][GRE 01]. (c) Surface rugueuse isotropique gaussienne [WAN 00a]. (d) Rugosité réelle en contact [BER 14]

## 1.4.2 Modèles

Les modèles de contacts rugueux roulants, sont regroupés en deux familles. La première est basée sur une définition paramétrique de la surface, stochastique ou déterministe, et la deuxième sur l'utilisation numérique de la rugosité mesurée.

### Définition paramétrique

Deux principaux modèles utilisent une définition paramétrique de la surface et de sa résolution :

- stochastique : les paramètres générés sont aléatoires,
- déterministe ou statistique : les paramètres de la surface sont extraits de la surface réelle mesurée.

Les principales hypothèses sont :

- il n'y a pas d'interactions entre les aspérités,
- les déformations sont restreintes au contact de l'aspérité.

Les résultats sont obtenus principalement à l'échelle du contact : la charge, l'aire de contact réelle, et le rapprochement des surfaces. Les informations locales sont généralement perdues du fait de la formulation du problème.

Le premier modèle, celui de Greenwood, Williamson et Tripp [GRE 66][GRE 70], a fait l'objet par la suite de nombreuses améliorations. Les premières extensions sont basées sur l'hypothèse d'élasticité. Onions and Archard [ONI 73] s'appuient sur la même démarche mais proposent une description aléatoire des surfaces rugueuses d'après Whitehouse et Archard [WHI 70]. A contrario, en 1975, le modèle de Bush, Gibson et Tabor [BUS 75] fait lui référence aux travaux et modèle de surface de Nayak [NAY 71]. Ces modèles basés sur le contact élastique donnent de bons résultats confrontés aux expérimentations tant que la charge normale n'est pas trop élevée.

Pour des chargements plus élevés, la prise en compte de la plasticité doit être intégrée aux modèles. Hisakado et Tzukizoe [HIS 74] prennent en considération la plasticité des aspérités, et calculent alors l'aire réelle de contact, l'effort appliqué, la pression moyenne, la densité de probabilité des rayons de courbure et le nombre de contacts. Mais l'une des difficultés majeures est la définition des paramètres nécessaires à ce modèle ne se déduisant pas directement des mesures et qui sont donc difficiles à identifier à partir d'essais.

Dans tout les modèles précédemment présentés, les auteurs considèrent que l'aire de contact réelle est proportionnelle au chargement appliqué. C'est en 1972 que Pullen et Williamson à la suite d'expérimentations, remarquent que cette hypothèse est fautive sous fortes charges. Ils adoptent alors l'hypothèse pour leur modèle [PUL 72] que la remontée plastique sous forte charge est uniforme (écoulement plastique incompressible). En 1977, Francis [FRA 77] intègre la notion de contact macro et micro géométrique en considérant le contact rugueux comme la micro-indentation. L'interaction entre les aspérités n'étant pas prise en compte, il limite l'étude par des facteurs évitant les problèmes d'interactions. En 1986, Mc.Cool [MCC 86] compare numériquement le modèle de Greenwood et Williamson aux autres et montre que ce dernier semble le plus pertinent dans l'étude du contact rugueux.

Finalement, en 1987, le modèle de Chang et al. dit CEB [CHA 87], devient le modèle basé sur celui de Greenwood et Williamson le plus connu de nos jours. Il s'en suit de nombreuses améliorations [KAD 06][LI 10a] mais ces modèles correspondent à des indentations sphères-plan où les micro-sphères n'ont pas d'interactions entre elles.

En 2006, Ovcharenko et al. [OVC 07], proposent des essais dans le but de valider les récents modèles élastoplastiques déterministes CEB pour un contact sphérique en pré-glisement (force tangentielle). Ils observent l'aire réelle en contact d'une sphère en cuivre rugueuse indentée sur une surface plane en saphir. Le rapport aire réelle/aire apparente expérimentale et numérique en fonction de la force de frottement est comparé. De bonnes corrélations apparaissent pour de fortes charges normales, une force de frottement adimensionnée inférieure à 0,1. Les modèles et l'expérimentation ne se corrélaient pas pour de faibles charges et pour une force de frottement non négligeable.

Ces modèles rapides atteignent parfois leurs limites lorsqu'il est question de comparer les paramètres résultants difficiles d'accès par l'expérimentation. Ainsi, pour valider ces travaux, les résultats sont souvent comparés à des modèles éléments finis [JAC 06]. De plus, la détermination de ces paramètres est difficile. En 2013, Pawar et al. [PAW 13] analyse l'incidence de différents choix de paramètres issus de topographie sur la résolution du contact qui peuvent altérer le résultat.

## Rugosité réelle

Les modèles pour la résolution des contacts élastoplastiques rugueux roulants présentés précédemment, bien que toujours utilisés et en constante amélioration, sont peu à peu délaissés au profit des méthodes numériques. En effet, grâce à l'amélioration des performances informatiques,

elles permettent de traiter le problème des contacts rugueux au plus proche de la réalité par l'utilisation directe de mesures profilométriques ou topographiques. De plus, elles sont mieux adaptées aux contacts roulants nécessitant la prise en compte des contraintes résiduelles. Les modèles numériques peuvent se répartir en deux catégories : les méthodes des éléments finis et les méthodes semi-analytiques.

#### La méthode des éléments finis

De 1983 à 1995, Bhargava, Hahn, Rubin et al. travaillent sur l'amélioration de modèles éléments finis (EF) pour la résolution des contacts roulants. Ces modèles sont élastoplastiques en deux dimensions et intègrent des contraintes résiduelles et des déformations plastiques cycliques à travers différentes lois d'érouissage [BHA 90][HOW 95]. En 2002, Jiang et al. [JIA 02] continuent les travaux dans ce sens en apportant le caractère trois dimensions (3d) des contraintes dans le contact élastoplastique roulant. Récemment, en 2011, Wen et al. [WEN 11] simulent en 3d par EF le contact élastoplastique d'une roue sur un rail. Les résultats rendent compte de l'effet non négligeable du cyclage sur la formation des contraintes résiduelles, mais les temps de calculs sont très longs (50h par cycle).

Le problème du contact sphérique roulant est donc résolu par éléments finis en 3d. Il reste à aborder le caractère rugueux des surfaces. Le problème du contact rugueux roulant étant difficile à résoudre dans sa globalité, Ike et Makinouchi [IKE 90] modélisent alors des aspérités triangulaires et en simulent l'écrasement élastoplastique. Cette étude met en avant l'importance du rôle des contraintes en volume ce qui est impossible avec une approche surfacique du problème. La méthode des éléments finis a ensuite été utilisée pour résoudre le problème de contact entre des surfaces fractales, comme défini par Mandelbrot. Komvopoulos et Choi [KOM 92] et récemment Pei et al. [PEI 05] utilisent le caractère fractal des surfaces rugueuses afin de résoudre le problème complexe d'interaction entre aspérités voisines. L'un des principaux résultats est la proportionnalité entre l'aire de contact réelle et la charge appliquée pour des faibles chargements. Durand, Yastrebov et al. [DUR 11][YAS 11] utilisent dans leur modèle EF des surfaces à distribution Gaussienne qui donnent de bons résultats et mettent en avant les temps de calcul assez courts de cette méthode. Mais les prédictions de ce modèle sont réduites pour le moment à la courbe charge-déplacement, l'aire réelle de contact et les champs d'ouverture de la fracture rugueuse.

Les nouvelles techniques de mesure permettent alors de considérer des surfaces topographiques dans les modèles EF. En 2005, Nélias et al. [NéL 05], développent un modèle éléments finis sur une surface rugueuse réelle mesurée doté d'un algorithme itératif basé sur un schéma correcteur élastique prédictif/plastique et un critère de Von Mises afin de simuler le contact d'indentation de CEB. Bryant et al. [BRY 12], après de bons résultats sur des surfaces sinusoïdales, testent ce modèle élément finis sur une surface rugueuse réelle extraite de mesures. Mais les résultats montrent que les déformations résiduelles sont limitées à cause des forts pics de rugosité. Ces pics de rugosité sont liés à la difficulté de représenter finement les aspérités à cause du nombre important de points qu'elles demandent dans les simulations.

La résolution du problème par éléments finis est très intéressante grâce à la formulation du problème numérique mais cette approche montre ses limites dans ce cas. En effet, elle est aujourd'hui limitée par des temps de calculs importants dus à l'utilisation de maillage très fin afin de définir précisément l'évolution de la microgéométrie des surfaces. Les méthodes EF sont alors couplées avec des méthodes analytiques [DAN 02] permettant de réduire considérablement les temps de calculs.

#### Les méthodes semi-analytiques

Les contributions majeures dans ce domaine sont dues à Kalker, Hills et al. [KAL 90][HIL 93]. Ils développent des méthodes numériques traitant simplement de problèmes non-hertzien en considérant des massifs semi-infinis. Cette simplification peut être faite en considérant (i) les dimensions de l'aire de contact faible devant celles des corps en contact et (ii) les pentes des surfaces faibles.

Cette démarche est celle utilisée par Webster et Sayles [WEB 86] et Seabra et Berthe [SEA 87] entre autres. Le modèle de Webster et Sayles réalise le lien entre la définition du contact élastique de Singh et Paul [SIN 74] et les effets des rugosités. Le modèle est élastique, 2D et utilise un profil mesuré par profilométrie.

En 1991, Xian, Ju et Zheng [XIA 91][JU 92] étendent ce modèle au cas tridimensionnel élastique d'un contact rugueux, en considérant le profil de rugosités réelles mesurées constant dans le sens du roulement.

Ces méthodes sont reprises et améliorées pour simuler les contacts élastiques revêtus. On peut relever les travaux de Nogi et Kato [NK97] ainsi que ceux de Polonski et Keer [PK00] dans ce domaine.

Récemment Sainsot et Lubrecht [SAI 11a][SAI 11b] développent et obtiennent de bonnes corrélations entre des résolutions de contacts élastiques par FFT (Fast Fourier Transform) et techniques multigrilles. La plasticité est alors implémentée dans ces calculs semi-analytique. En 2001, Jacq et al. [JAC 01] réalise un code semi-analytique 3D élastoplastique qui est implémenté par la suite de la prise en compte des surfaces rugueuses [SAI 02]. En 2002, Kapoor et al. [KAP 02] étudient les flux plastique dans un contact par la méthode analytique basés sur des profils de rugosité mesurés.

Des méthodes directes de résolution de contact roulant, pour des matériaux obéissant à différentes lois d'érouissage, à l'état stabilisé, sont proposées. Yu et al. [YU 93] et Dang Van et al. [DAN 93b] reprennent la méthode de Zarka, Inglebert et al. [ZAR 79][ZAR 80][ING 85][ING 89]. Cette méthode a l'avantage de déterminer directement, en une itération, le contact dans son état stabilisé. Cette méthode a été également implémentée dans des modèles robustes comme le montrent Mayeur et al. [MAY 95] et Dang Van et al. [DAN 02].

Longtemps considérées comme inadaptées aux contacts 3D et a fortiori aux contacts roulants, les méthodes semi-analytiques sont maintenant largement développées en se basant sur le caractère stationnaire de ces types de contacts. De nouvelles approches numériques utilisant également des rugosités réelles extraites de mesures sont utilisées pour résoudre les contacts EHL par Hooke et Li [HL00]. Les méthodes analytiques permettent finalement des calculs de contact roulant élastoplastique en décrivant finement les surfaces rugueuses réelles (nombre de points important) avec rapidité et robustesse.

### 1.4.3 Critères de fatigue multiaxiaux

Les roulements ou engrenages sont des structures industrielles subissant des chargements cycliques multiaxiaux complexes. Les critères de fatigue polycyclique tels que vus précédemment (cf §1.3.1) en se basant simplement sur la courbe de Wöhler ne donnent pas suffisamment d'informations pour le problème des contacts roulants rugueux. Cette courbe est réalisée par des essais de flexion rotative en prenant en compte la contrainte maximale vue par le matériau. Cette caractérisation est insuffisante dans le cas où la valeur moyenne est non nulle car on ne voit pas les effets du chargement cyclique. Pour un chargement uniaxial cyclique, c'est l'amplitude de la contrainte qui est utilisée pour palier à ce problème, mais dans le cas de chargement multiaxial ceci ne suffit plus. Des critères de fatigue multiaxiaux sont alors proposés, comme le critères de Tresca, de Von Mises ou encore multi-échelles (macro et micro géométrie).

La fatigue des matériaux rugueux est caractérisée par son comportement micro-géométrie élastoplastique, ainsi, les remarques suivantes sont généralement postulées [PAU 03][LAB 08] :

- une forte amplitude du cisaillement diminue la durée de vie,
  - les contraintes de compression sont bénéfiques, alors qu'en tension elles diminuent la durée de vie.
- Ainsi, différents modèles ont été formulés, basés sur la pression hydrostatique ou la contrainte normale et la contrainte de cisaillement.

D'une manière générale, les critères se formulent de la manière suivante :

$\tau + a\sigma_H \leq b$  avec :

- $\tau$  : contrainte de cisaillement,
- $\sigma_H$  : contrainte hydrostatique ou contrainte normale maximale,
- $a, b$  : constantes déterminées expérimentalement.

Papadopoulos et al. [PAP 97] classent ces différents critères suivant trois approches de type :

- plan critique : les effets du cisaillement et de la pression hydrostatique sont exprimés à l'aide des composantes normales et tangentielles du vecteur contrainte sur une facette.
- invariante : les contraintes équivalentes associées aux parties sphériques et déviatoriques du tenseur contrainte sont utilisées.
- moyennée, utilisant les quantités moyennes des contraintes dans un volume élémentaire.

Dans la même idée de classification que celle de Papadopoulos et al., on présente ci-dessous une liste non exhaustive de critères de fatigue utilisés dans la littérature :

• *plan critique*

Findley	[FIN 59]	Il s'agit du premier critère basé sur l'approche du plan critique.
Matake	[MAT 77]	Il est, de part sa formulation, très proche du critère de Findley, mais le plan critique considéré peut différer.
Robert	[ROB 92]	Il prend en compte l'amplitude de variation et les valeurs moyennes des contraintes pendant le trajet de chargement.
McDiarmid	[MCD 91] [MCD 94]	Il prend en compte l'approche physique de la fissuration de Brown-Miller [BRO 73]
Dietmann	[DIE 91]	Il fait partie des rares critères à utiliser la contrainte octaédrique. Sa mise en place longue et compliquée est une raison de sa faible utilisation dans la littérature.
Carpinteri and Spagnoli	[CAR 01] [CAR 14]	Ce critère a montré dans ces débuts des erreurs mathématiques pour son application aux aciers ductiles. Il fait aujourd'hui encore l'objet d'amélioration par ces auteurs.
Socie et al.	[SOC 87] [FAT 88]	L'idée de ce critère est de prendre en compte les différents modes d'initiation des fissures.
Liu and Mahadevan	[LIU 05] [LIU 07] [LI 11]	Ce critère a été étendu à un modèle de prédiction de durée de vie.

- *invariante*
  - Marin [MAR 56] Il est dans les premiers critères utilisant les contraintes invariantes. L'utilisation de ce critère est controversée et notamment critiquée par Papadopoulos et al. [PAP 97].
  - Sines [SIN 81] Il est l'un des critères les plus utilisés dans la littérature dans cette catégorie [PAP 97]. Le désavantage de ces types de critère est qu'aucune direction d'initiation de la fissuration est déterminée.
  - Crossland [CRO 56] Proche du critère de Sines par sa formulation, il se distingue par le poids différent donné à la contrainte hydrostatique. Il a récemment été utilisé dans l'étude des contacts rugueux lubrifiés entre deux dents d'engrenage par Fabre et al. [FAB 11] [FAB 13] .
  - Kakuno-Kawada [KAK 79] A la différence des critères précédent, il prend en compte l'effet différent de l'amplitude et de la valeur moyenne de la contrainte hydrostatique.
  - Desperrois [DEP 91] Ce critère nécessite un temps de calcul assez long. Les simplifications apportées au critère sont controversées et critiquées par Papadopoulos et al. [PAP 97].
- *énergétique*
  - Ellyin [ELL 89] Il est le premier critère énergétique marquant la littérature ne montrant des résultats probant que pour la fatigue à faible nombre de cycles [PAP 05] .
  - Froustey and Lasserre [LAS 92] Il prend en considération l'énergie de distorsion dynamique accumulée durant les cycles de chargement. Pour cela, il s'intéresse à l'énergie sphérique nécessaire pour initier la fissuration.
  - LAMEFIP [PAL 98] Il est le critère le plus développé encore aujourd'hui sur la base d'énergie de déformation.  
[BAN 03]  
[PAL 06]  
[SAI 13]
- *contrainte moyennée dans le volume élémentaire*
  - Grubisic and Simbürger [GRU 76] Peu repris dans la littérature de nos jours, il est l'un des premiers utilisant l'idée de contrainte moyennée dans un volume élémentaire.
  - Liu and Zenner [LIU 93] Le nombre important des paramètres matériaux à déterminer est l'un des points faibles de ce critère d'après [PAP 97].
  - Kenmeugne et al. [KEN 96] Proche du critère de Liu and Zenner, la même observation sur le nombre important de paramètres matériaux à déterminer peut être faite.
  - Wang and Brown [WAN 93] A la différence des autres critères, il définit une contrainte équivalente qui est une combinaison de l'amplitude de la contrainte de cisaillement et de la variation de la contrainte normale effective.

- *échelle mésoscopique*

Dang Van [DAN 93a] Ce critère est le premier abordant une approche à l'échelle mésoscopique du problème. Rapide et facile de mise en oeuvre, il est l'un des critères les plus utilisés dans les études de comparaison de critères de fatigue comme entre autres pour : [LAS 92][PAP 97][PAP 11][SAN 12]. Il définit un plan critique où s'initie la fissuration.

Papadopoulos [PAP 96]  
[PAP 97]  
[PAP 98]  
[PAP 01] On peut situer ce critère dans cette catégorie car il s'inspire directement du critère de Dang Van. Il ne définit néanmoins pas d'angle d'initiation de fissuration.

Morel [MOR 00]  
[MOR 01]  
[MOR 03] Il reprend une approche combinée de Dang Van et Papadopoulos.

- *déformations principales*

Brown-Miller [BRO 73] Ils montrent l'importance des déformations qui permettent de mieux interpréter les mécanismes physiques de la fissuration.

Tout ces critères ont fait l'objet de nombreuses études comparatives comme pour Papadopoulos et al. [PAP 97], Karolczuk et al. [KAR 05], Balthazar et al. [BAL 07], Ciavarella [CIA 10]. Ils sont majoritairement comparés entre eux à partir d'applications à des essais de fatigue conventionnels et pour différent matériaux. Papuga [PAP 11] répertorie les nombreux résultats expérimentaux qui ont servi à tester des critères. Il compare également les résultats des différents critères pour ces essais et crée de nouveaux critères à l'issue de ces comparaisons afin de pouvoir corroborer au maximum au plus grand nombre de résultats expérimentaux.

Néanmoins, ces critères développés et appliqués à des essais de fatigue conventionnels ne sont pas forcément représentatifs des gradients de contraintes présents dans les contacts rugueux. Récemment, Brandão et al. [BRA 10a][BRA 10b] applique le critère de Dang Van au contact rugueux lubrifié entre deux dents d'engrenage. La rugosité utilisée est celle mesurée expérimentalement. L'une de ces principales conclusions est la localisation d'un maxima du critère sur le côté de la zone de contact dans les 10 premiers micromètres. Cette dernière observation correspond parfaitement à ces observations expérimentales. De plus, le critère de Dang Van prédit un angle de facette où s'initie la fissure, qui semble logique avec les résultats expérimentaux obtenus.

Les premiers résultats obtenus de l'application du critère de Dang Van au contact rugueux lubrifié semblent prometteurs. Néanmoins, une analyse comparative des critères dans ce domaine de contact rugueux est nécessaire afin de déterminer la validité de leur application et leur pertinence face à des résultats expérimentaux tels que l'orientation des fissures du micro-écaillage et leur localisation.

## 1.5 Objectifs - hypothèses

Les rugosités dans les contacts roulants sont initiatrices d'avaries en couche superficielle. Pour cela il est nécessaire de s'intéresser de près à la micro-géométrie, à l'interface du contact. Les évolutions de cette micro-géométrie sont majeures lors du rodage et conditionnent en grande partie, par la suite, la durée de vie du contact. Les dispositifs expérimentaux permettent de suivre l'évolution de la rugosité des surfaces indépendamment l'une de l'autre. Des hypothèses sont alors généralement faites sur le contact entre les surfaces, les matériaux sont peu représentatifs de la réalité industrielle ainsi que leur rugosité souvent exagérée.

Nous souhaitons alors réaliser un suivi simultané des deux surfaces en regard lors du contact.

Pour cela une machine expérimentale a été développée dont les différents résultats qui en découlent, mettant en évidence les mécanismes de l'évolution des rugosités dans un contact roulant,

vont être expliqués dans le chapitre 2. La machine développée est une micro-machine bi-disques appelée  $\mu$ MaG, qui grâce à sa petite taille permet une observation aisée, régulière et précise des deux surfaces en regard lors du contact sans démontage ni désolidarisation au cours d'un essai.

Le contact n'est pas lubrifié et sans glissement. Ceci permet d'éliminer un certain nombre d'hypothèses peu maîtrisées. En effet, dans les études de contacts lubrifiés il est difficile de déterminer à l'échelle des rugosités si il y a contact ou non. En cas de glissement, seul le coefficient de frottement global est mesurable, on ne peut pas accéder à sa valeur sur une aspérité, ainsi des hypothèses doivent être faites sur les sollicitations tangentielles. Le problème thermique est lui aussi évité, car en présence de glissement, l'échauffement va modifier la viscosité du lubrifiant, donc le paramètre de lubrification active des additifs, etc

Dans un troisième chapitre nous verrons la réalisation des mesures topographiques des surfaces en regard durant le contact cyclique afin de les intégrer comme variables d'entrée d'une modélisation numérique. La modélisation numérique choisie se veut rapide et robuste, on utilise un modèle existant semi-analytique développé par Mayeur et al. [MAY 95]. La déformée expérimentale à la fin du rodage et la déformée numérique prédite à l'état stabilisé seront comparées afin de valider cette approche expérimentale/numérique.

Enfin, dans un dernier chapitre, les données obtenues numériquement et validées expérimentalement seront soumises à une étude de critères multiaxiaux. Les spécimens expérimentaux ont été découpés afin de mettre en évidence la position et les orientations des fissures obtenues à grands nombres de cycles. La pertinence des critères multiaxiaux dans le cadre de cette étude sera alors discutée au regard des observations expérimentales.



## Chapitre 2

# Moyens expérimentaux et méthodes

### Contents

---

2.1	Introduction . . . . .	<b>32</b>
2.2	Machine et dispositifs . . . . .	<b>32</b>
2.2.1	Micro-Machine à Galets : $\mu$ MaG . . . . .	32
2.2.2	Outils d'analyses . . . . .	33
2.3	Protocole expérimental mis en place . . . . .	<b>34</b>
2.3.1	Protocole . . . . .	34
2.3.2	Précisions des mesures . . . . .	35
2.3.3	Stitching . . . . .	36
2.4	Essais réalisés . . . . .	<b>37</b>
2.4.1	Caractérisation des essais . . . . .	37
2.4.2	Résultats qualitatifs : évolution de l'état de surface au cours des essais . . . . .	38
2.4.3	Résultats quantitatifs : mesures de la rugosité des surfaces au cours des essais . . . . .	43
2.5	Conclusions . . . . .	<b>52</b>

---

## 2.1 Introduction

Dans le but d'étudier le rodage et l'apparition des micro-écailles, une machine dite "in-situ" a été développée. Elle répond à un manque existant dans la littérature identifiée dans la section 1.2 (1.2). En effet, récemment des machines dites "in-situ" (cf §1.2.3) ont été développées associant des outils de mesures optiques précis (cf §1.2.1) et des machines de fatigue (cf §1.2.2) fonctionnant à de très faibles vitesses. Néanmoins, elles permettent seulement d'étudier l'évolution de la rugosité sur l'une des deux surfaces en contact. La nouvelle machine développée doit :

- fonctionner à très faible vitesse pour un contrôle cycle à cycle,
- être de petite taille afin d'observer les échantillons sous différents outils d'observations et de mesures
- permettre des mesures précises, avec un repositionnement exact cycle après cycle pour les deux surfaces en contact (surfaces antagonistes).

Dans un premier temps nous présenterons la machine et le dispositif développés pour répondre à la problématique. Dans un second temps, nous présenterons le protocole expérimental utilisé autour de ce dispositif afin de mesurer avec précision l'évolution de la rugosité. Enfin, les différents types d'essais réalisés et les résultats qualitatifs et quantitatifs associés seront exposés.

## 2.2 Machine et dispositifs

### 2.2.1 Micro-Machine à Galets : $\mu$ MaG

Les machines fatigue bi-disques (cf §1.2.2) permettent de reproduire et d'analyser le contact Hertzien entre deux galets de manière contrôlée. Néanmoins, les essais réalisés avec ces machines sont à grande vitesse dans le but d'étudier la durée de vie des roulements ce qui est incompatible avec l'étude précise du rodage. De plus, afin de ne créer aucune perturbation liée à un changement des surfaces en regard, les galets sont souvent démontés, pour les mesures, en toute fin d'essai. Le dimensionnement et la conception de la machine ne permettent pas d'observation lors de l'interruption de l'essai, galets non-démontés et non désolidarisés. Enfin, ces essais sont souvent onéreux de par leur temps de mise en oeuvre, de réalisation et du matériel nécessaire.

La machine développée dans le cadre de cette thèse est une micro-machine bi-disque appelée  $\mu$ MaG (figure 2.1.a), inspirée de la machine à galets. Les éléments essentiels du cahier des charges de la  $\mu$ MaG sont (i) simulation précise, (ii) mise en oeuvre aisée et (iii) coût faible. Sa taille a ainsi été dimensionnée pour une observation aisée et régulière des galets sans démontage ni désolidarisation au cours d'un essai.

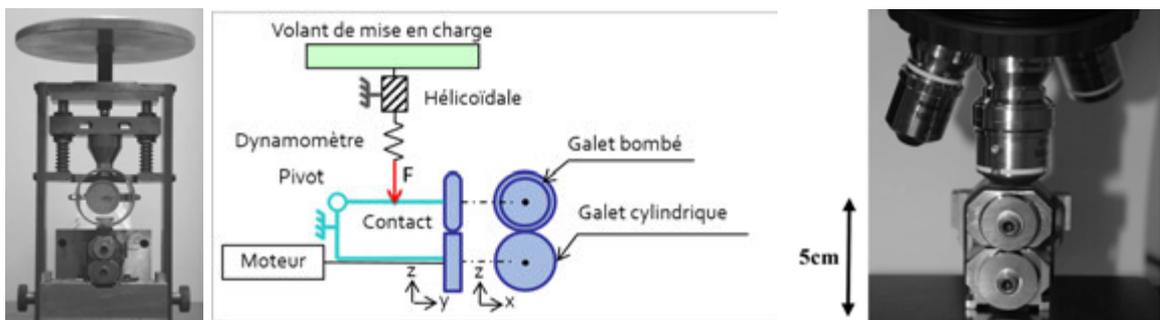


FIGURE 2.1: a)  $\mu$ MaG. b) Schéma de fonctionnement  $\mu$ MaG. c) Zoom galets [BER 14]

Les parties les plus imposantes sont le système de mise en charge et le moteur. Le servomoteur KSY 268 34 D-R4/230 est piloté par logiciel et sa vitesse de rotation maximum est 2 000 tr/min.

Pour une étude précise du rodage, un capteur lui est associé d'une précision de 65535 points par tour. Le moteur est piloté soit en vitesse, soit en position angulaire.

Le système de mise en charge est inspiré de celui du dispositif d'essai de traction/compression. Il se compose d'un volant, d'une vis, de colonnes de guidage et pour la mesure de la force appliquée d'un anneau dynamométrique (figure 2.1.b). Ce système épuré permet d'allier une mise en oeuvre aisée tout en limitant les incertitudes inhérentes à l'expérimentation.

Le carter du galet cylindrique inférieur, est fixé au bâti et l'axe du galet est entraîné par le moteur. Il est également en liaison pivot avec le carter du galet bombé supérieur, lui-même soumis à la force de mise en charge. Les deux galets sont en roulement pur.

L'ensemble carter inférieur et carter supérieur est dissociable de la machine à galets sans séparer les galets qui sont maintenus en contact (figure 2.1.c). L'ensemble mesure 5 cm de hauteur et peut être facilement positionné sous tout type de microscope.

L'acier 100C6 des galets est fourni par Ascometal, les galets sont usinés et les surfaces sont rectifiées par Microrectif. Les matériaux, la méthode d'usinage et la rugosité des surfaces sont connus et sont des paramètres maîtrisés, variables en fonction des essais.

Les galets cylindriques sont des galets dits lisses. Ils sont polis en fonction de la rugosité voulue. La rugosité des galets bombés, plus importante (d'un facteur cent), est due aux stries de rectification. Ces dernières peuvent être hélicoïdales ou parallèles, ce qui est également un paramètre d'essai.

## 2.2.2 Outils d'analyses

L'ensemble carter solidaire peut, de par sa petite taille, être positionné sous différents outils d'observation et de mesure afin d'observer la piste des galets. La piste est la zone qui a été en contact pendant l'essai, sa longueur correspond au périmètre des galets et sa largeur à la largeur du contact. Dans la section 1.2.1, on a pu voir l'évolution des outils d'observation et leurs différentes pages d'utilisations.

Un des outils retenus dans nos travaux est le microscope optique (figure 2.2.a) qui permet des mesures qualitatives, par des images à la fois nettes sur les hauteurs et dans les profondeurs du relief. Le grossissement du microscope de 35 à 2500 fois est progressivement variable et permet de retrouver les zones de mesures facilement. La capture rapide de ces images, permet de suivre l'évolution de l'usure de la piste. Le microscope optique utilisé permet également de parcourir la piste du galet en prenant plusieurs images qui sont automatiquement ajustées pour créer une image panoramique couvrant de plus grandes surfaces de mesures à des résolutions élevées. Enfin, l'acquisition d'images toutes les secondes permet de créer une vidéo de la piste, de chaque galet lors du roulement à 0,1mm/s, grâce à un petit moteur externe qui entraîne l'arbre du carter inférieur.

Dans un second temps, des mesures quantitatives, ont été réalisées avec un rugosimètre optique (figure 2.2.b). En effet, à la différence du profilomètre, il permet des mesures à l'échelle du nanomètre sans contact avec la surface, ce qui est souvent cause de perturbation. Il permet l'acquisition de surfaces mesurant au minimum  $250 \times 190 \mu\text{m}^2$  avec des pas de  $0.248 \times 0.248 \mu\text{m}^2$ . Afin de couvrir une plus grande surface à ce niveau de précision, il est doté d'un logiciel d'auto-corrélation d'images appelé "stitching". Le taux de recouvrement des surfaces choisies est de 25%. Des profils de rugosité peuvent également être extraits des topographies.

Une platine de support, pour l'ensemble carter, est créée, permettant le maintien de l'ensemble pendant les différentes mesures optiques évitant une perte de temps dans le ré-alignement de l'objectif/piste des galets. Ainsi, le carter fixé, l'arbre de rotation du carter peut être tourné manuellement, au micron près, sous l'objectif sans perdre l'alignement pour explorer la piste.

Ces outils sont utilisés pour des mesures à la fois de rodage et jusqu'à l'amorçage de micro-écailles. A ce moment, les galets sont découpés, polis, et observés sous un microscope électronique à

balayage (MEB). Le microscope optique classique ne permet pas d'obtenir un agrandissement et une définition suffisante à l'observation de fissures en sous-couche et le rugosimètre optique ne mesure pas les fortes pentes qu'elles engendrent en volume. Les images fournies par le MEB apportent une définition donnant un très bon rendu du relief. A fort grossissement les images obtenues dans ces travaux, mesurent environ  $5 \times 5 \mu\text{m}^2$ .

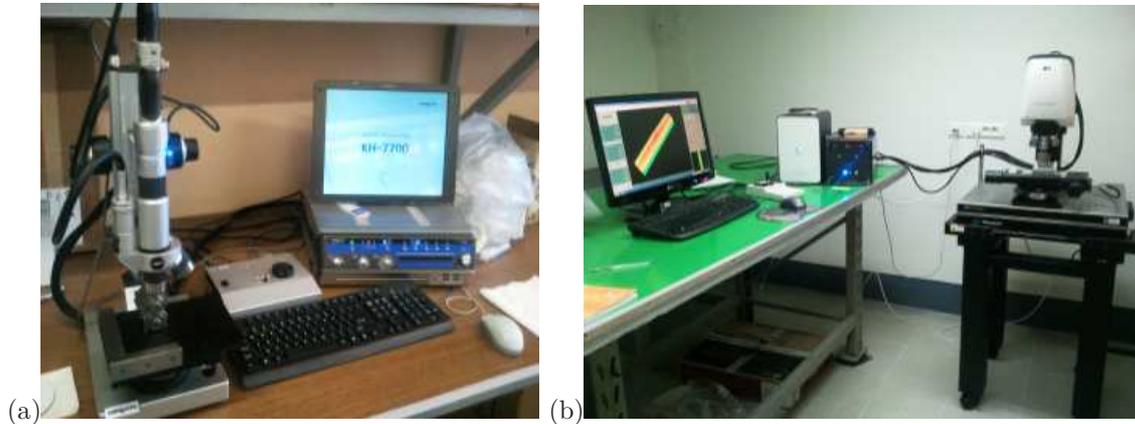


FIGURE 2.2: a) Microscope optique. b) Rugosimètre optique

## 2.3 Protocole expérimental mis en place

### 2.3.1 Protocole

La micro-machine bi-disques associée aux outils de mesure permet de réaliser des mesures dites "in-situ". Ce terme peut sembler abusif dans le sens où les mesures ne sont pas réalisées pendant que les galets sont en roulement, mais à chaque interruption de l'essai. Pour mieux comprendre cette définition "in-situ" dans ces travaux, le protocole des essais va être détaillé (figure 2.3) :

- *étape 1* : les galets sont nettoyés à l'éthyle acétate.
- *étape 2* : les galets sont montés sur leurs axes respectifs. L'ensemble carter est monté. Désormais, les galets sont en contact et le contact formé reste fermé jusqu'à la fin de l'essai.
- *étape 3* : des mesures de surface vierge, à 0 cycle, sont réalisées : images et vidéo sous microscope optique et topographies sous rugosimètre. Les axes des carters sont parallèles entre eux. Les premières mesures sont réalisées sur le galet inférieur, puis l'ensemble maintenu en contact fermé est retourné (de  $180^\circ$ ) pour permettre les mesures des surfaces de l'autre galet.
- *étape 4* : l'ensemble carter est monté dans la  $\mu\text{MaG}$ .
- *étape 5* : le programme de contrôle moteur est lancé d'après la vitesse et le nombre de cycles voulu. La charge est progressivement appliquée au cours du premier quart de cycle à faible vitesse (1 tr/min) afin de ne pas créer des effets d'indentation.
- *étape 6* : l'essai est alors interrompu. Ces interruptions d'essais sont réalisées suivant une logique d'intervalle logarithmique. En effet, le rodage s'effectue dans les premiers cycles ce qui nécessite un suivi cycle à cycle. Puis, après adaptation des surfaces, l'évolution des surfaces est observée plus rarement jusqu'à l'amorçage et le développement de micro-écailles après quelques centaines de milliers de cycles. Avant l'interruption, la vitesse est diminuée dans le dernier tour à 1 tr/min afin de décharger les galets dans le dernier quart de cycle.
- *étape 7* : l'ensemble carter est démonté de la  $\mu\text{MaG}$ , les galets sont toujours maintenus en contact fermé et sont solidaires.
- *étape 8* : les mêmes mesures réalisées à l'étape 3 sont effectuées.

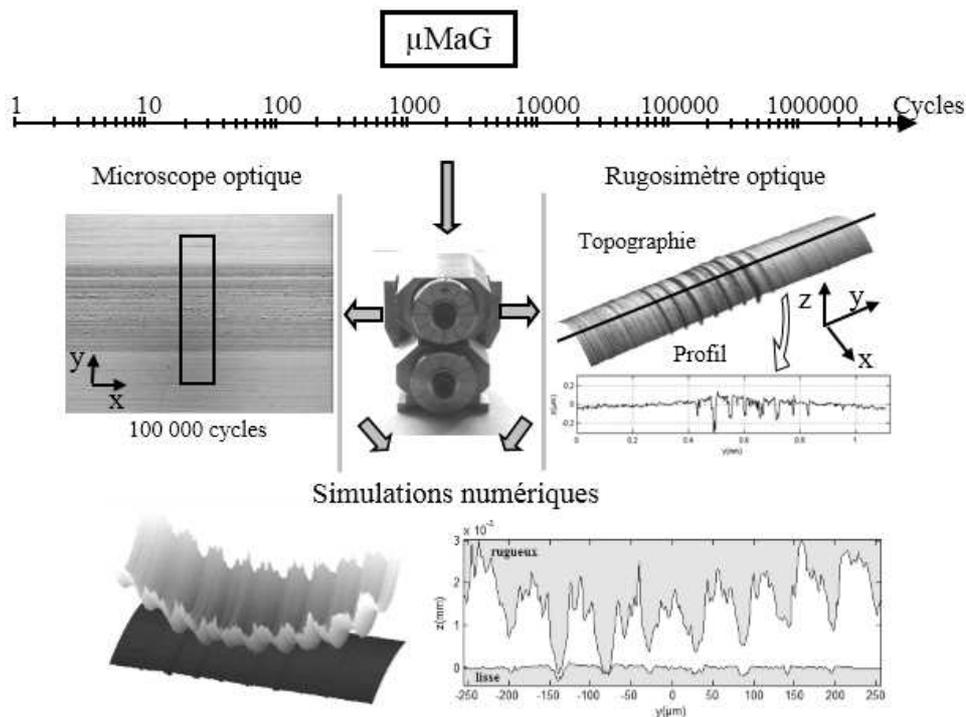


FIGURE 2.3: Protocole expérimental

- *étape 9* : les étapes de 3 à 7 sont reproduites à chaque interruption de test (logarithmique) jusqu'à la fin de l'essai après quelques millions de cycles.

En fin d'essai, les galets sont désolidarisés (contact ouvert) et nettoyés à l'éthyle acétate. Les essais sont réalisés sans lubrification. Néanmoins, lors de longs essais ou d'interruptions longues, une goutte huile sans additif peut être déposée sur la piste pour la protéger de l'oxydation. Avant chaque mesure, les galets, toujours montés sur l'ensemble carter, sont rincés minutieusement avec un solvant en maintenant le contact fermé.

Ces galets sont ensuite découpés aux sections identifiées lors des observations conduites pendant les mesures topographiques. Ils sont polis, puis observés sous MEB.

Les mesures réalisées lors de chaque interruption seront par la suite les variables d'entrées de simulations numériques et des éléments de comparaison avec les résultats de ces simulations.

### 2.3.2 Précisions des mesures

Afin de se servir des mesures expérimentales dans les simulations numériques, elles doivent répondre à un niveau de précision de grande qualité. Pour cela un marquage des galets est réalisé avant l'essai. Le marquage des galets est essentiel pour repérer les surfaces observées sous microscope optique et effectuer un positionnement précis et reproductible des mesures topographiques, cycle après cycle.

Ce marquage doit être visible à l'oeil nu pour un repérage rapide mais doit également être visible distinctement sous rugosimètre optique dans la même plage de hauteur des rugosités. Ainsi, deux systèmes de marquage sont nécessaires : un marquage dit grossier (macro) et un marquage dit fin (micro) (figure 2.4.a).

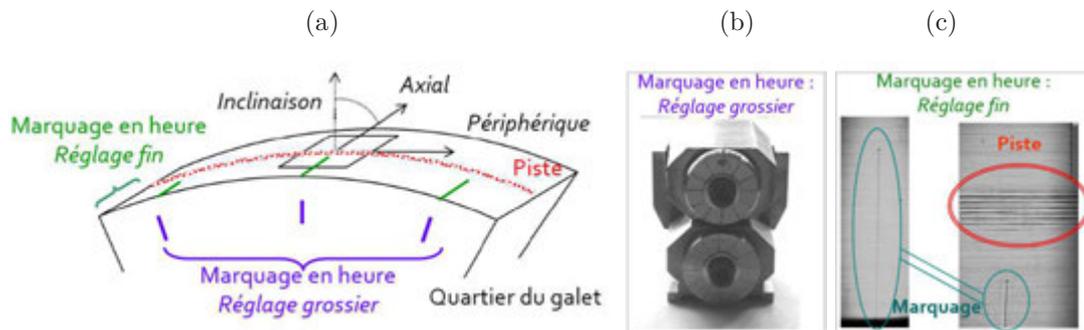


FIGURE 2.4: a) Schéma de marquage. b) Réglage grossier. c) Réglage fin.

Tous les galets ont un marquage grossier qui consiste en douze traits sur la surface plane. Cela permet un repérage à l'aide des heures et minutes (comme sur une montre analogique) suivant la direction périphérique (figure 2.4.b).

Le marquage fin est réalisé en continuité sur la surface de contact des galets. Il permet un repérage sous le microscope d'un rugosimètre optique et assure un positionnement micrométrique le long de la direction périphérique (figure 2.4.c). Il est également compris dans la surface mesurée permettant une extraction de profil à chaque cycle à  $0,5 \mu\text{m}$  près.

Ce dernier marquage est minutieusement réalisé à la main sous microscope optique afin qu'il soit situé en dehors de la piste, mais assez proche pour être contenu dans la fenêtre de mesure topographique (c'est-à-dire dans une fente de  $150 \mu\text{m}$  en dessous de la piste). La pression d'indentation doit être adaptée afin que la profondeur du marquage soit mesurable sous rugosimètre, avec la même précision que la rugosité de surface. Plusieurs essais préalables ont été réalisés afin de définir ces paramètres, et ce, de façon facilement répétable.

Pour le marquage, seul le repérage de défaut de surface était initialement utilisé. Mais ces repères aléatoires sont difficiles à rechercher, car ils sont, soit, situés sur la piste et disparaissent au fil de l'essai, soit, au contraire, ils sont très excentrés et non mesurables sous rugosimètre.

Enfin, la position axiale de la piste est déterminée facilement. En effet, le galet bombé touche la piste du galet cylindrique exactement au milieu de sa largeur (à la tolérance d'usinage près).

### 2.3.3 Stitching

Le relevé de la topographie de surface est effectué avec le rugosimètre optique avec un objectif optique x50 ( $250 \times 190 \mu\text{m}^2$ ). Par conséquent, la surface obtenue ne couvre pas la totalité de la piste. Plusieurs images sont capturées dans le sens axial et sont ensuite ajustées et assemblées. Des taux de recouvrement de surface de 25 % sont utilisés. Le rugosimètre optique possède un programme de "stitching" automatique, mais plusieurs essais préalables ont montré quelques erreurs d'ajustement à cause de la très faible rugosité des surfaces polies de  $R_a 10 \text{ nm}$ . Les surfaces sont donc acquises manuellement, indépendamment les unes des autres en respectant le taux de recouvrement avant d'être "stitchées" par un programme développé semi-automatique. Un défaut de surface repérable manuellement sur les deux surfaces est indiqué au programme qui effectue ensuite, en moins d'une seconde, une corrélation des surfaces sur  $10 \mu\text{m}^2$  avec un pas de  $0.248 \mu\text{m}$ .

La surface est exportée sous logiciel afin d'en extraire les profils. La comparaison de deux profils successifs à deux instants de l'essai nécessite un calage préalable par rapport au marquage fin ou à un défaut de surface de taille nanométrique. Les profils peuvent être retravaillés afin, par exemple, d'en soustraire la courbure circulaire des galets pour une mise en évidence des résultats, comme l'évolution de la rugosité.

## 2.4 Essais réalisés

### 2.4.1 Caractérisation des essais

Les galets utilisés sont en acier 100Cr6. Ce matériau est l'acier le plus utilisé par les roulements. Le choix de ce matériau correspond au désir de reproduire au mieux la réalité des pièces industrielles. Les propriétés des matériaux sont présentées dans le tableau 3.1.

Matériau	100Cr6
$E$ : Module de Young	210 GPa
$\nu$ : Coefficient de poisson	0,3
$k$ : Limite d'élasticité en cisaillement	1 GPa
$C$ : Module d'érouissage	27 GPa

TABLE 2.1: Propriétés du matériau

Le galet du carter supérieur est bombé (Rx, Ry) et rugueux avec une rugosité Ra de 0,6  $\mu\text{m}$ . Deux types de galets rugueux sont utilisés (figure 2.5) :

- à stries hélicoïdales : H,
- à stries parallèles : P.

Le galet du carter inférieur est lisse et poli avec une rugosité Ra de 0,01  $\mu\text{m}$ .

Les dimensions géométriques des galets sont définies dans le tableau 3.2.

Galet	Rx (mm)	Ry (mm)	Largeur (mm)	Rugosité Ra ( $\mu\text{m}$ )	État de surface	Longueur d'onde $\lambda$ ( $\mu\text{m}$ )	Angle d'hélice (degré)
Bombé H1 :	12,5	6,25	7	0,60	Stries hélicoïdales	56	0,49
Bombé H2 :	12,5	6,25	7	0,60	Stries hélicoïdales	56	0,52
Bombé P1 et P2 :	12,5	6,25	7	0,60	Stries parallèles	66	0
Cylindrique L :	12,5	$\infty$	7	0,01	Polie (Lisse)	-	-

TABLE 2.2: Caractéristiques des galets

Plusieurs essais préliminaires ont été réalisés avec ces différents types de galets pour valider la répétabilité des résultats. Dans ces travaux, les 4 essais les plus pertinents sont présentés. La configuration des galets est présentée figure 2.5 :

- essai 1 (E1) : galets H1 et L,
- essai 2 (E2) : galets H2 et L,
- essai 3 (E3) : galets P1 et L,
- essai 4 (E4) : galets P2 et L.

Le protocole de mesure utilisé est celui présenté section 2.3. Initialement les galets sont positionnés avec le marquage en heure correspondante à 0, l'un en face de l'autre, comme montré figure 2.5. Le contact est sec, sans lubrifiant, la mise en charge est appliquée progressivement dans le premier quart de tour à 1 tr/min. Les interruptions de l'essai sont réalisées suivant une logique logarithmique, c'est-à-dire que les relevés sont moins fréquents avec l'augmentation du nombre de cycles. A chaque interruption, des relevées topographiques de surface sont effectués sur les repères correspondant aux heures paires (0h, 2h, 4h, 6h, 8h, 10h). Des images sont également acquises et des zooms sont réalisés au niveau des défauts et des zones pertinentes. Enfin, des vidéos de l'état de surface des pistes sont également enregistrées.

Au total, 100 interruptions d'essais ont été réalisées pour effectuer des mesures de surface pour chaque essai (4 essais correspondent à 100 mini-essais). Pour les 4 essais présentés, ceci représente 2000 images relevées, triées et stitchées, 10000 images au microscope optique et 10 vidéos. Les vidéos

sont moins nombreuses souvent réalisées sur galets vierges (0 cycle) et en fin de cycle. Le nombre d'images important (10000) est dû au fait qu'elles servent à la réalisation de vidéo.

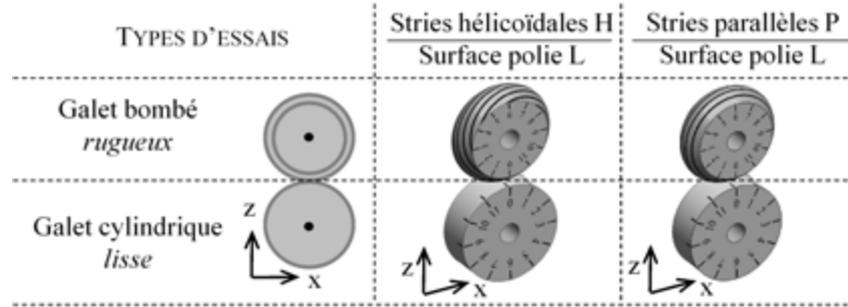


FIGURE 2.5: Types d'essais : hélicoïdale/polie et parallèle/polie.

Les vitesses de rotation des galets sont présentées tableau 2.3.

Nombre de cycles	1 à 10	10 à 100	100 à 1000	1000 à 10000	10000 à 1000000 et plus
Vitesse de rotation (tr/min)	1	10	20	50	250

TABLE 2.3: Vitesses durant l'essai

La charge normale appliquée est de 121 N, générant une pression maximale de Hertz de 2 GPa et un rayon de contact de  $170 \mu\text{m}$ . Les dimensions des surfaces mesurées après stitching (cf §2.3.3) sont  $250 \mu\text{m} \times 1\text{mm}$  pour une largeur axiale de galet de 7mm (figure 2.6.a). Les profils sont ensuite extraits (figure 2.6.b). La largeur de contact mesurée est de  $400 \mu\text{m}$ , elle est supérieure à celle calculée en contact lisse L/L, d'une valeur de  $340 \mu\text{m}$ . Cette différence est due à la présence des rugosités.

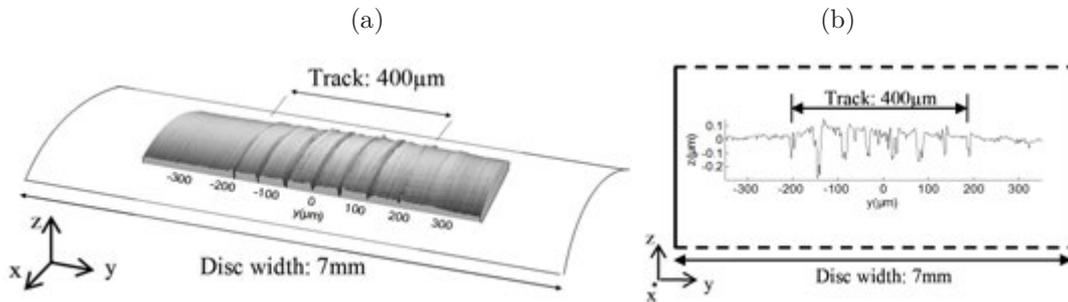


FIGURE 2.6: a) Topographie d'un galet lisse après 1 cycle. b) Profil extrait de la topographie.

## 2.4.2 Résultats qualitatifs : évolution de l'état de surface au cours des essais

Les premiers résultats sont obtenus à partir d'images réalisées à l'aide du microscope optique. La comparaison de ces images, permet une analyse qualitative de l'usure des surfaces.

## Galets rugueux

La rugosité importante du galet rugueux ne permet pas d'apprécier à cette échelle d'observation son évolution comme cela est montré figure 2.7 entre les cycles 600, 100000 et 600000.

Néanmoins, on peut différencier les stries qui ont été en contact ou non. Les stries en contact noircissent au fil des cycles et se distinguent nettement. Le galet rugueux est bombé, ainsi, uniquement les stries centrales sont en contact avec la surface antagoniste du galet lisse.

Les mêmes observations sont obtenues pour les galets rugueux à stries hélicoïdales et parallèles.

La mise en évidence des stries au cours des cycles par leur noircissement au microscope optique permet de vérifier les angles d'hélices des galets.

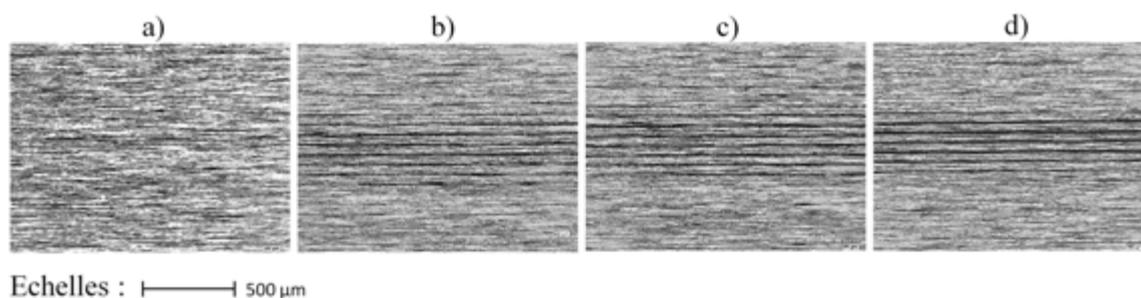


FIGURE 2.7: Surface rugueuse H2 à : a) 0 cycle; b) 600 cycles, c) 100000 cycles et d) 600000 cycles.

## Galets lisses

Pour les galets lisses, l'évolution de l'état de surface est plus visible car les rugosités sont plus petites (surface polie). Deux types d'exploitation peuvent être réalisés :

- comparaison en fonction du nombre de cycles, à une position horaire fixée,
- comparaison en fonction de la position horaire, à un nombre de cycles fixé.

### Position horaire fixée

Sur la figure 2.8 sont présentées des images de surfaces du galet lisse issues de l'essai E1 qui ont été réalisées pour la même position (4h) pour des interruptions à différents nombres de cycles : de 0 à 1000000. Cette comparaison est réalisée pour chaque essai (E1, E2, E3 et E4). Les images, obtenues pour les cycles les plus intéressants sont montrées figure 2.9.

Pour les essais E1 et E2, on peut observer l'apparition aléatoire de micro-écailles sur la piste. Ceci est dû au balayage des stries hélicoïdales des galets rugueux.

D'autre part, les micro-écailles apparaissent plus rapidement pour l'essai E1 que pour l'essai E2. Ainsi, par exemple, à 600000 cycles, les micro-écailles sont plus nombreuses et grosses pour l'essai E1 que pour l'essai E2. Dans un premier temps, cette différence est liée aux angles d'hélices différents des galets H1 et H2, soit respectivement de  $8,55 \cdot 10^{-3}$  et  $9,08 \cdot 10^{-3}$  radians ( $0,49^\circ$  et  $0,52^\circ$ ). Mais, dans un second temps, elle est également due à une différence des rayons entre les galets lisses et rugueux créée lors de l'usinage qui implique un périmètre différent. Ainsi, les périmètres du galet H1 et du galet lisse antagoniste ont une différence de  $30 \mu\text{m}$ , alors que la différence entre les périmètres

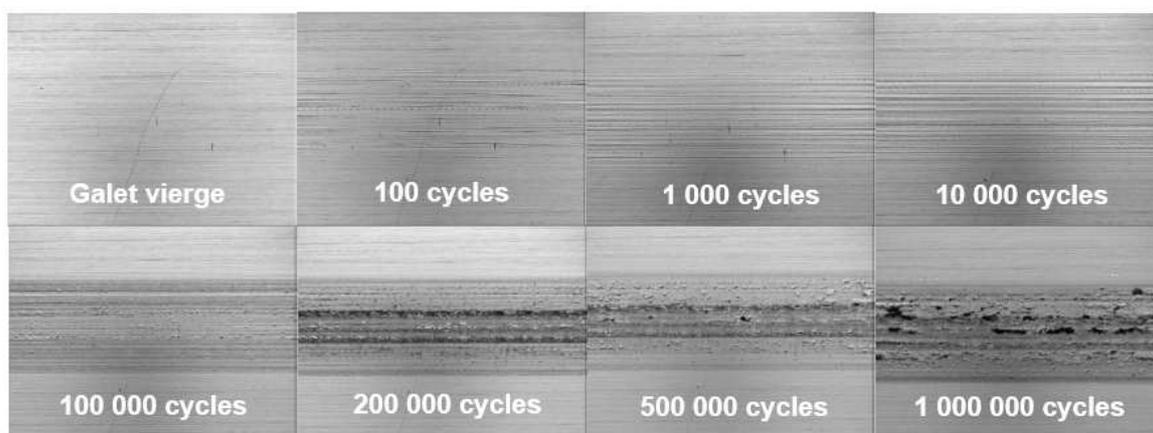
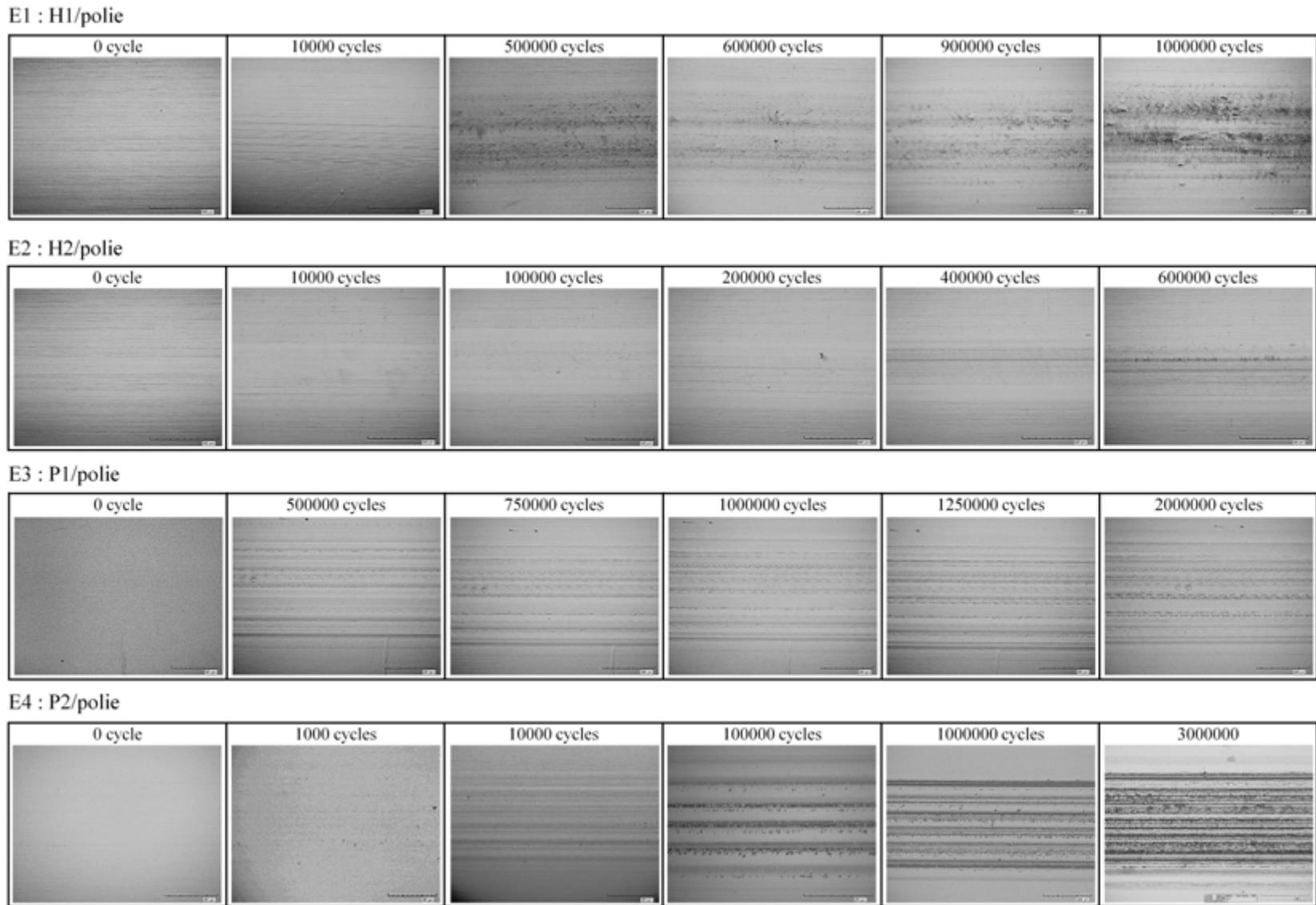


FIGURE 2.8: Évolution de la surface du galet lisse en fonction du nombre de cycles pour l'essai E1 (hélicoïdale H1/polie).

du galet H2 et le galet lisse antagoniste est de  $15\mu\text{m}$ , soit la moitié. A chaque tour les stries se décalent de cette quantité. Pour un nombre de cycles donné, la surface du galet lisse de l'essai E1 est deux fois plus balayée que celle de l'essai E2.

Pour les essais E3 et E4, la comparaison entre les différents cycles, met en évidence l'effet des stries parallèles des galets rugueux sur le galet lisse. Pour ces essais, les stries du galet rugueux appuient à chaque cycle dans les mêmes sillons. On distingue nettement les zones longitudinales de piste dégradées ou non. On observe également que les lignes de séparation entre zones dégradées et non dégradées sont dentelées. Elles semblent être les prémices de micro-écailles.

FIGURE 2.9: Evolution de la surface, du galet lisse, en fonction du nombre de cycles pour chaque essai.



### Nombre de cycles fixé

Une autre comparaison des états de surface est réalisée en observant leur évolution sur le pourtour de la piste pour un nombre de cycles donné. Pour cela, on utilise les images prises à chaque position horaire lors de l'interruption de l'essai ou une vidéo (cf §2.2.2).

Cette analyse apporte des informations essentiellement lorsque l'on observe des dégradations de surface. Elle est donc conduite pour les cycles entre 500000 à 1000000.

La figure 2.10 montre l'évolution de l'état de surface à 1000000 cycles pour l'essai E1. On observe une dégradation non-homogène des surfaces en fonction de leur position. Dans cet essai, la dégradation est plus importante de 2h à 8h suivant le sens horaire qui est également le sens de rotation du galet lisse. La même observation est obtenue pour les autres essais E2, E3 et E4. Il s'agit également de la même zone. Ce phénomène répétitif quel que soit l'essai est donc probablement dû à la mise en charge, toujours effectuée à 0h, des galets.

Il semble donc essentiel de réaliser des relevés aux différentes positions horaires sur le galet avant de conclure sur son état de dégradation.

Outre l'apparition de micro-écailles et d'arrachement de matière, on peut observer des effets d'empreintes répétées. Il peut s'agir d'un défaut ou dégradation de surface, à bords prononcés, provenant du galet lisse ou rugueux qui à chaque tour laisse son empreinte sur le galet antagoniste. Les empreintes répétées sont décalées à chaque tour à cause d'une légère différence de périmètre entre les deux galets (les galets sont considérés en roulement pur, aucune trace de glissement relatif entre les surfaces n'ayant pu être mise en évidence).

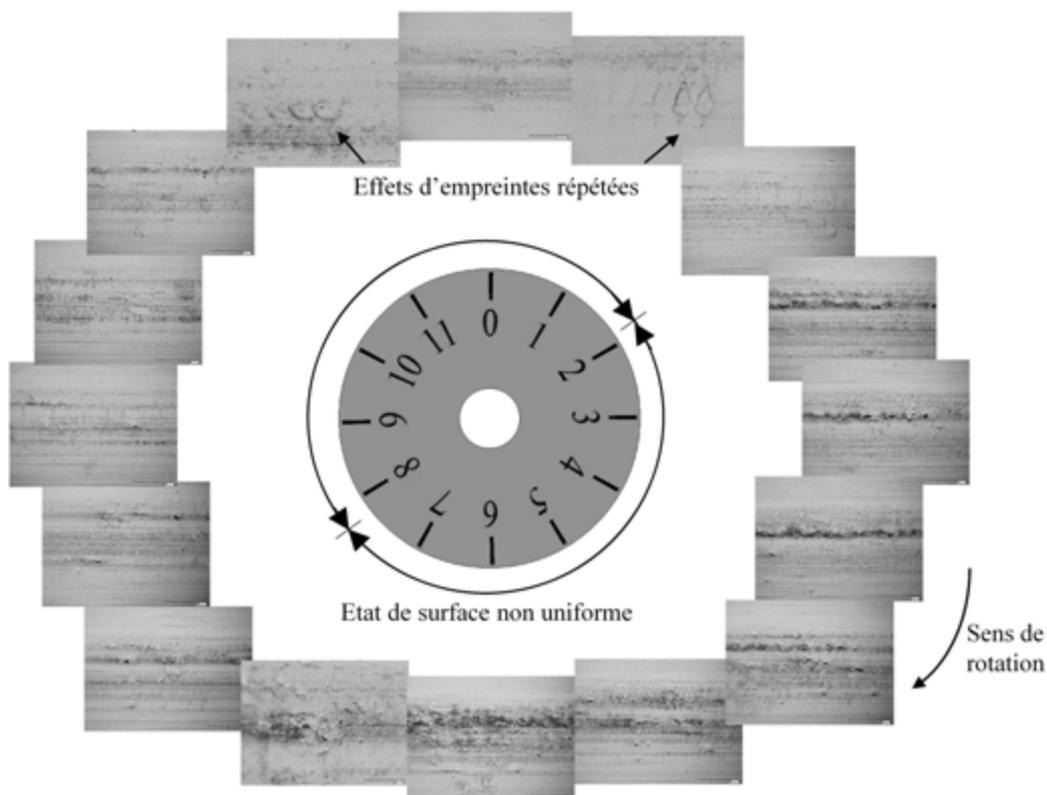


FIGURE 2.10: Évolution de la surface lisse en fonction de la position horaire pour l'essai E1 (hélicoïdale/polie) à 1000000.

### 2.4.3 Résultats quantitatifs : mesures de la rugosité des surfaces au cours des essais

Dans la section précédente §2.4.2, l'étude de l'état des surfaces a mis en évidence (figure 2.10) une dégradation non uniforme des surfaces. Ainsi, dans cette analyse quantitative, les surfaces et les profils qui sont comparés aux cours des cycles, sont extraits aux mêmes lieux.

#### Galets rugueux

Lors de l'analyse des résultats qualitatifs, peu d'informations ont pu être tirées sur l'état de surfaces des galets rugueux. On effectue ici deux types de relevés (surface et profils), en fonction des cycles aux mêmes lieux.

##### Topographie de surface

Pour l'essai E1, la surface du galet rugueux à 6h est présentée sur la figure 2.11. Les rayons de courbure des surfaces, dus au bombé du galet, ont été supprimés. Comme précédemment, on ne peut pas apprécier, à cette échelle, l'évolution de la surface. Les topographies semblent toutes identiques les unes aux autres. Les variations des hauteurs de rugosité sont trop faibles par rapport aux tailles des rugosités initiales. Il est donc nécessaire de réduire encore l'échelle d'observation.

##### Extraction de profil

On extrait de chaque surface, un profil au même lieu à  $0,248 \mu\text{m}$  (1 pixel) près. Sur la figure 2.13.a les mêmes profils, à différents nombres de cycles, sont superposés. La matière se situe sous le profil.

On remarque, dans un premier temps, que la mesure et le stitching, présentés section 2.3.3, n'altèrent pas la qualité des résultats. En effet, les courbes se superposent sans problème d'angles et sans décalage entre chaque partie d'un même profil.

Dans un deuxième temps, on réalise un zoom sur l'une des aspérités. Dans ce zoom sont représentés les cycles 0, 10, 100 et 100 000. On remarque cette fois une évolution : il y a une diminution de la hauteur de l'aspérité avec l'augmentation du nombre de cycles. On mesure  $0,2 \mu\text{m}$  d'aplanissement à la fois entre les cycles 0 et 1 mais également entre les cycles 1 et 100 000. L'évolution de la rugosité est donc réalisée majoritairement dans les premiers cycles correspondant au rodage. En effet, le profil au dixième cycle est situé au milieu de ceux des cycles 1 et 100 000.

Les mêmes observations sont obtenues sur les galets rugueux à stries parallèles. En effet, du fait que les galets rugueux soient tous bombés, le contact est toujours réalisé au même endroit, en sommet d'aspérité. Ainsi, il y a plastification uniquement en sommet d'aspérité pendant le rodage créant une diminution rapide des hauteurs d'aspérités jusqu'à stabilisation.

#### Galets lisses

De manière analogue, topographies, profils extraits et paramètres usuels de rugosité sont observés pour les galets lisses.

### Topographie de surface

Les topographies de surface des galets lisses (figure 2.11) permettent, à la différence des images de surfaces réalisées au microscope, de mieux observer l'état de surface dans les premiers cycles. En effet, sur la figure 2.9, seule la dégradation de surface est visible. Pour les essais E1 et E4, on peut voir, figure 2.11, que les empreintes des aspérités du galet rugueux sont visibles dès le premier tour, et qu'il n'y a pas d'évolution entre le 10<sup>ème</sup> et 20<sup>ème</sup> cycles.

Pour l'essai E1, le galet rugueux en contact avec le galet lisse a des stries hélicoïdales. On commence à observer un balayage de la surface lisse par les stries à partir du 20<sup>ème</sup> cycle. Néanmoins, le balayage semble uniforme dans le sens du roulement.

L'essai E4 correspond au galet à stries parallèles en contact avec le galet lisse. A contrario de l'essai E1, on observe le bon alignement des stries parallèles aux cours des cycles.

A 500 000 cycles, des micro-écailles apparaissent sur le galet lisse de l'essai E1. Elles se développent ensuite jusqu'à 1 000 000, l'arrêt de l'essai. Toutes les micro-écailles se développent dans le même sens comme cela est illustré sur la figure 2.12. Les lèvres des micro-écailles se développent parallèlement au sens de roulement du galet. Les micro-écailles s'inter-connectent parallèlement au sens de roulement du galet. Les lèvres correspondent aux fissures en volume débouchantes.

Sur l'essai E4, la formation de micro-écailles est moins visible, néanmoins, on observe le même phénomène de lèvres parallèles au sens de roulement sur chaque frontière entre les empreintes d'aspérités et surfaces non en contact (figure 2.12.b).

### Extraction de profils

Des profils sont extraits aux mêmes endroits sur chacune des topographies des essais en fonction des cycles. Ils sont comparés dans des graphiques, figure 2.13, dont l'échelle verticale principale logarithmique représente les nombres de cycles à chaque interruption d'essai.

Les graphiques 2.13.c et 2.13.d correspondent respectivement aux profils des galets lisses à 6h des essais E1 et E2 c'est-à-dire aux essais avec des galets rugueux de stries hélicoïdales, tandis que le graphique 2.13.a correspond à l'essai E4 avec un galet rugueux à stries parallèles.

L'axe vertical secondaire correspond à la hauteur des rugosités en  $\mu\text{m}$ .

Le premier profil correspond au galet vierge et sert de référence. Il présente une rugosité d'environ 10nm. La couleur des profils n'a pas de relation entre les graphiques, elle permet seulement une meilleure lisibilité afin de distinguer les profils entre eux.

Sur la figure 2.14, ces mêmes profils sont représentés en fonction du temps (nombre de cycles). L'échelle cette fois linéaire permet de mettre en évidence le comportement temporel de la rugosité.

- Essai E1 et E2 : galets à stries hélicoïdales sur galets polis

o *Le rodage :*

Après seulement un cycle, les points d'appuis du galet rugueux sur le galet lisse sont nettement visibles. L'espacement des creux du profil correspond exactement à la période du galet rugueux.

Sur les profils obtenus après 10, 20 et 100 cycles, les empreintes du galet rugueux sont encore distinctes. Au bout de 10 à 20 cycles, on observe une stabilisation de la déformation surfacique, considérée comme la fin du rodage.

o *Balayage des stries :*

Au delà du rodage, 20 cycles environ, pour les essais E1 et E2, le balayage des stries du galet rugueux sur le galet lisse, dû notamment à une différence de périmètre entre les deux galets (de  $30\mu\text{m}$  pour H1 et de  $15\mu\text{m}$  pour H2) et à l'angle d'hélice du galet rugueux, est effectif.

Dans l'essai E2, on observe l'effet du balayage d'une strie jusqu'à 600 cycles (figures 2.14.c et

2.13.d).

◦ *Stabilisation* :

Puis les profils des essais E1 et E2 évoluent jusqu'à 1 000 cycles et gardent alors une rugosité plus ou moins constante jusqu'à 100 000 cycles.

◦ *Dégradation* :

De 100 000 cycles à 1 000 000 million de cycles, la rugosité n'évolue pas significativement (figure 2.14.a et 2.14.b). Néanmoins, l'apparition de creux d'amplitude pouvant aller jusqu'à  $0,3 \mu\text{m}$  à partir de 500 000 cycles est observée. Ceci est dû à la non homogénéité de la dégradation de la surface. Ce phénomène évolue jusqu'à une forte dégradation de la surface à un million de cycles.

- Essai E4 : galets à stries parallèles sur galets polis

◦ *Le rodage* :

Pour l'essai E4, dont le galet rugueux en contact à des stries parallèles, on observe une stabilisation du profil également au bout de 20 cycles environ qui signe la fin du rodage.

◦ *Stabilisation* :

Les aspérités parallèles du galet rugueux appuyant toujours dans les mêmes empreintes, le profil n'évolue donc presque plus jusqu'à 1 000 000 cycles. Une fois la zone des empreintes localement plastifiée, la déformée du profil se stabilise.

Les légères évolutions des empreintes, comme leurs élargissements et leurs changements de forme, sont dues à la micro-géométrie non uniforme sur l'ensemble du périmètre de chaque strie parallèle (usinage). Néanmoins, on observe nettement, figure 2.14.d que le rodage (les 10 premiers cycles), conditionne la fin de vie de la surface.

◦ *Dégradation* :

Comme précédemment, à partir de 500 000 cycles, on remarque l'apparition de pics de mesure (rugosité), correspondant à l'apparition de dégradations de surfaces : fissures ou micro-écaillages expliqués dans le paragraphe précédent.

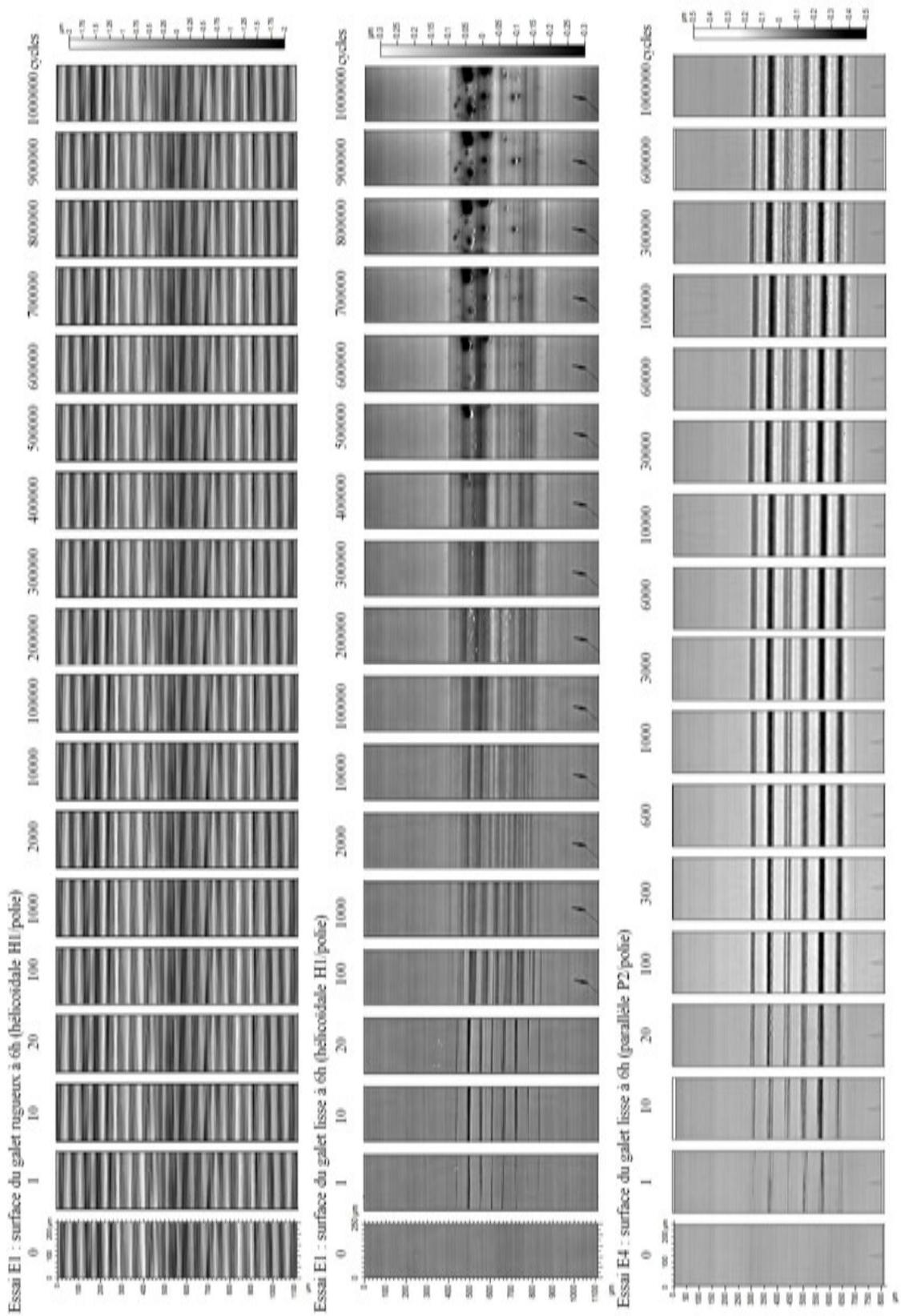


FIGURE 2.11: Topographie de la surface des galets rugueux et lisses, en fonction du nombre de cycles pour les essais E1 et E4.

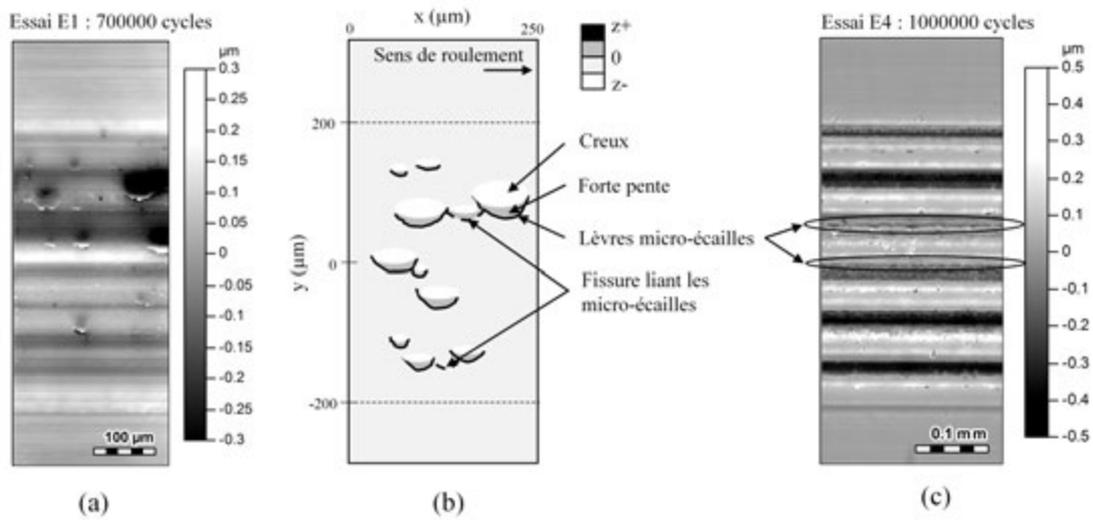
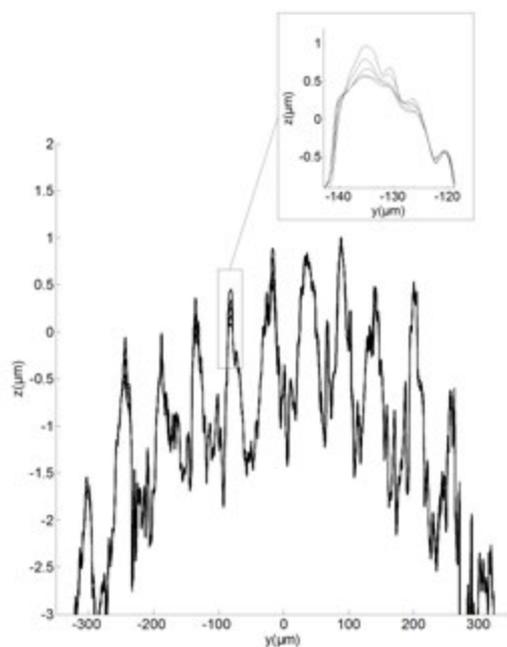
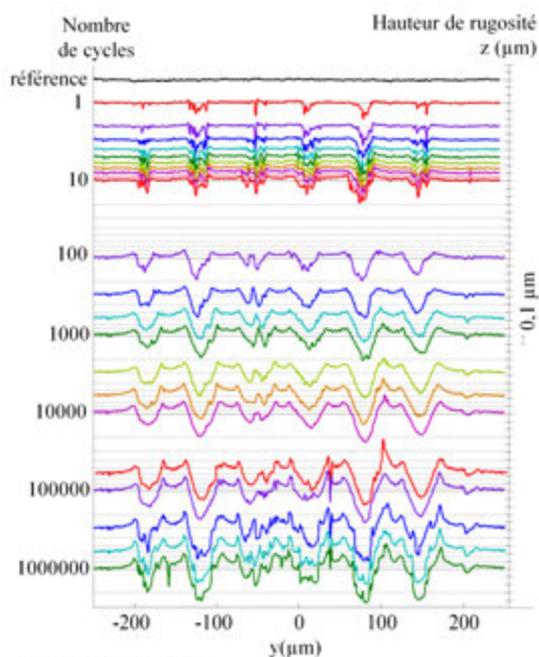


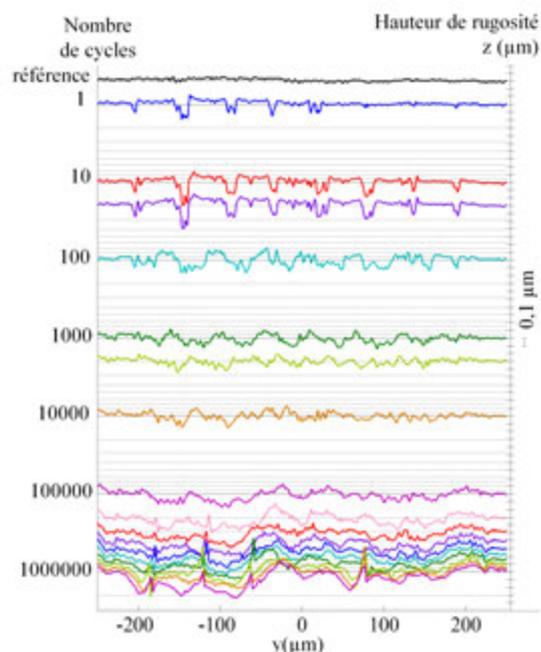
FIGURE 2.12: (a) Topographie de la surface du galet lisse, à 700000 cycles pour l'essai E1 et (b) schéma de principe de formation des micro-écailles. (c) Topographie de la surface du galet lisse à 1000000 cycles pour l'essai E4.



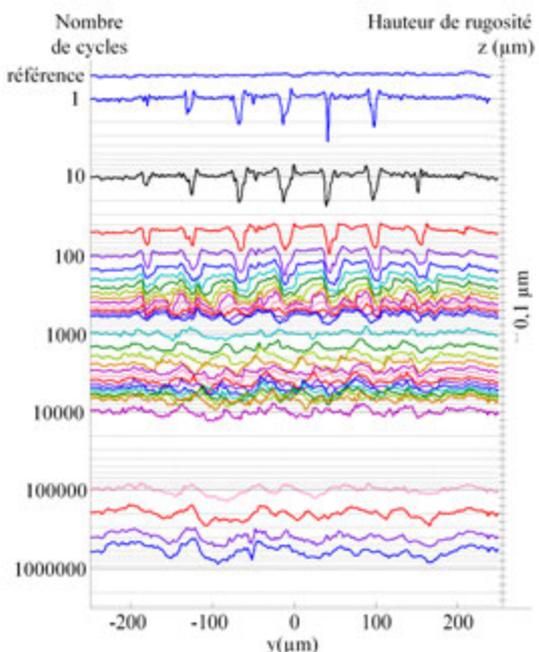
a) Essai E1 (H1/polie)  
 Profil au même lieu galet rugueux en fonction des cycles.  
 Cycles représentés : 0, 1, 10, 100, 100000.



b) Essai E4 (P2/polie)  
 Profil au même lieu galet lisse en fonction des cycles.  
 Cycles représentés : 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 100, 300, 600, 1000, 3000, 6000, 10000, 60000, 100000, 300000, 600000, 1000000.



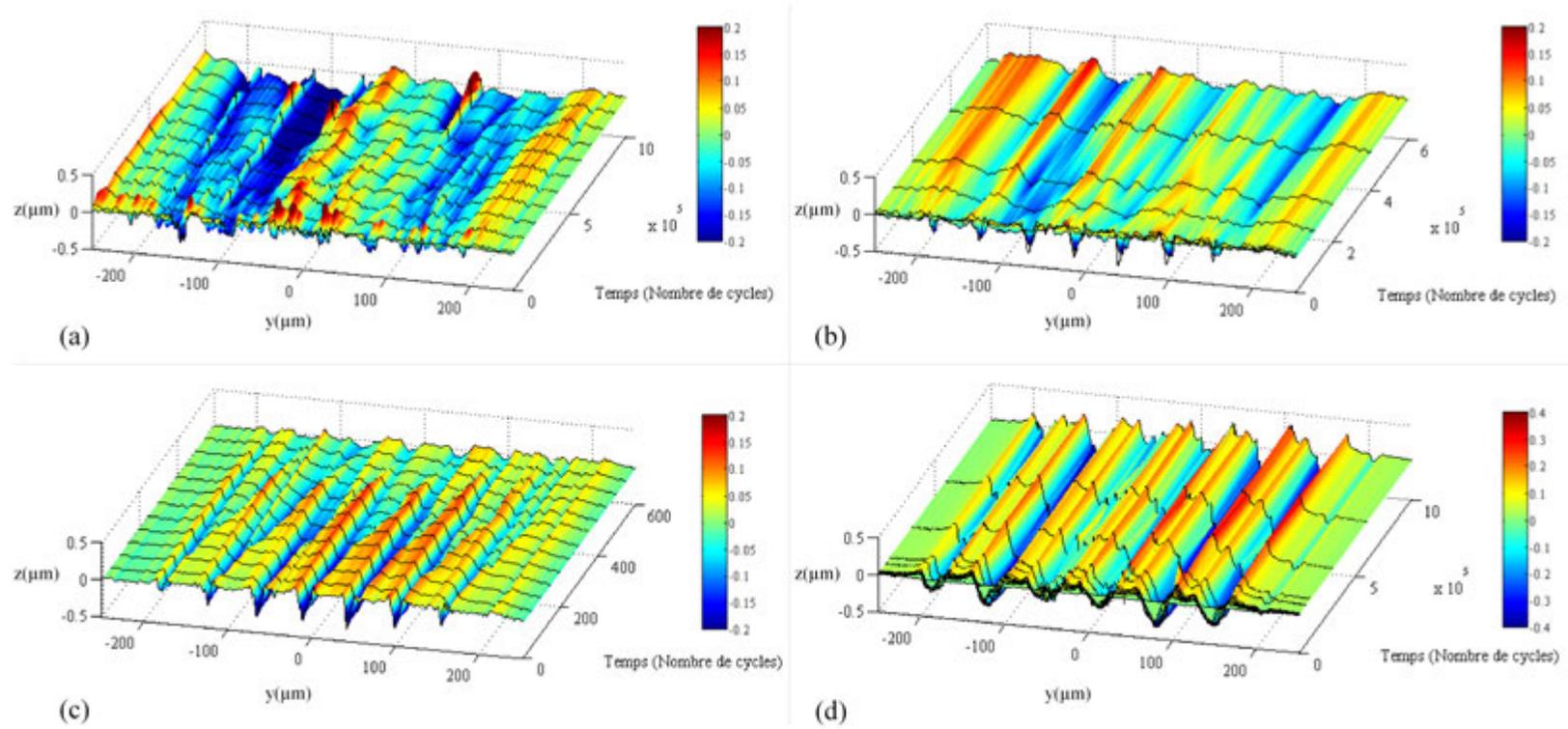
c) Essai E1 (H1/polie)  
 Profil au même lieu galet lisse en fonction des cycles.  
 Cycles représentés : 0, 1, 10, 20, 100, 1000, 2000, 10000, 100000, 200000, 300000, 400000, 500000, 600000, 700000, 800000, 900000, 1000000.



d) Essai E2 (H2/polie)  
 Profil au même lieu galet lisse en fonction des cycles.  
 Cycles représentés : 0, 1, 10, 50, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000, 5500, 6000, 6500, 7000, 10000, 100000, 200000, 400000, 600000.

FIGURE 2.13: Profil extrait en fonction des cycles. (a) Essai E1 (H1/Polie) : galet rugueux, (b) Essai E2 (H2/Polie) : galet lisse, et (c) Essai E4 (P2/Polie) : galet lisse et (d) Essai E1 (H1/Polie) : galet lisse.

FIGURE 2.14:



Profil de rugosité des galets lisses extraits aux mêmes positions en fonction du temps (nombre de cycles)

(a) : Essai E1 (H1/Polie), de 0 à 10000000 cycles.

(b) : Essai E2 (H2/Polie), de 0 à 10000000 cycles.

(c) : Essai E2 (H2/Polie), zoom de 0 à 600 cycles.

(d) : Essai E4 (P2/Polie), de 0 à 10000000 cycles.

### Paramètres usuels

Les résultats précédents ont mis en évidence l'évolution des rugosités. Cette évolution est forte lors des 10 premiers cycles, puis se stabilise rapidement. Pour l'essai E4, dont le galet rugueux a des stries parallèles, le rodage conditionne la micro-géométrie pour la fin de vie. Pour les essais E1 et E2, les profils se stabilisent à 1 000 cycles, c'est-à-dire après plusieurs balayages des stries hélicoïdales.

L'étude paramétrique de la rugosité en fonction des cycles décrit également bien cela. Sur la figure 2.15 sont présentés les graphiques des différents paramètres usuels de rugosité en fonction des cycles sur une échelle logarithmique. Ces paramètres sont extraits des surfaces mesurées figure 2.11. Les paramètres des surfaces vierges, de références (0 cycles), sont placés à 0,1 cycles sur l'échelle logarithmique.

Les graphiques 2.15.a et 2.15.b représentent la hauteur moyenne arithmétique et quadratique respectivement.

Pour l'essai E4, l'évolution est parfaitement logarithmique.

Pour les essais E1 et E2, l'évolution est parfaitement logarithmique entre 0 et 20 cycles. A 20 cycles, les paramètres Ra et Rq diminuent jusqu'à 1 000 cycles à cause du balayage des stries hélicoïdales qui crée de multiples plastifications locales. A partir de 1 000 cycles, les observations montrent que la déformée du profil se stabilise, se traduisant par le retour d'une évolution logarithmique des paramètres Ra et Rq de la surface. Enfin, à partir de 100 000 cycles, l'apparition de pics de rugosité, indiquant la formation de micro-écailles et fissures, crée une forte augmentation de ces paramètres.

Sur les graphiques 2.15.c et 2.15.d sont représentés respectivement le facteur d'asymétrie Rsk et d'aplatissement Rku. On observe ici l'importance des 10 premiers cycles, notamment entre le cycle 0 et 1 où le plus fort changement a lieu. De manière analogue aux paramètres Ra et Rq, la surface tendant logarithmiquement jusqu'à stabilisation à 1 000 cycles pour les différents essais. Les surfaces tendent à être symétrique et s'aplatissent. A partir de 100 000 cycles, l'apparition de dégradation de surfaces crée de nouvelles asymétries et les surfaces sont moins aplaties.

Les graphiques 2.15.e, 2.15.f et 2.15.g montrent les limites d'exploitations des paramètres afin de définir l'évolution des surfaces. En effet, ils ne mettent pas distinctement en évidence les phénomènes de rodage et d'endommagement ainsi que les effets des stries hélicoïdales et parallèles comme précédemment. Néanmoins, les mêmes tendances sont observées pour les essais E1 et E2 :

- 0 à 10 cycles : rodage des surfaces, plus importantes modifications au premier cycle,
- 10 à 1 000 cycles : plastification de la surface jusqu'à stabilisation, effet de balayage de stries hélicoïdales,
- 1 000 à 100 000 : stabilisation des surfaces,
- 100 000 à 1 000 000 : dégradation de surfaces (visible au microscope à 500 000 cycles).

On remarque néanmoins pour l'essai E4, galet à stries parallèles, que ces paramètres sont en forte augmentation à partir de 1 000 cycles. Ceci peut-être dû à des défauts de relevés optiques dans les empreintes du galet, qui sont souvent à fortes pentes.

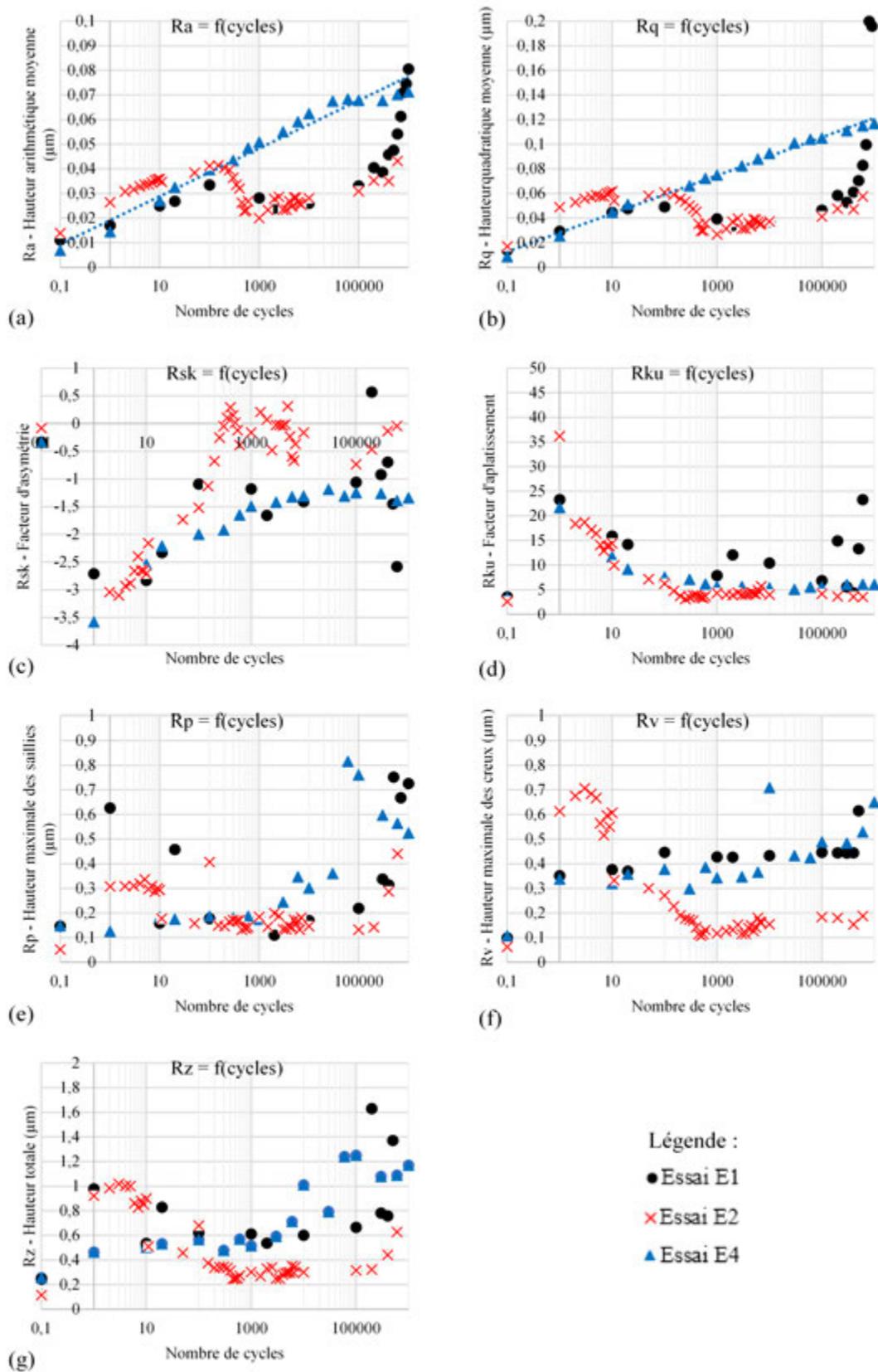


FIGURE 2.15: Etudes des paramètres usuels de rugosité pour les galets lisses en fonction des cycles.

## 2.5 Conclusions

Une micro-machine bi-disques appelée  $\mu$ MaG a été mise au point. Elle permet d'étudier aussi bien l'évolution de la rugosité lors du rodage que l'apparition de micro-écailles grâce à son contrôle cycle à cycle. Sa petite taille permet d'observer, sous microscope et rugosimètre optique, les surfaces des deux galets maintenues en contact à chaque interruption de l'essai.

Un protocole expérimental a été mis en place afin de réaliser des essais pertinents et précis. En effet, les observations sont réalisées de manière quasiment "in-situ" à chaque interruption de l'essai suivant une logique logarithmique. Cette logique permet d'approfondir l'étude du rodage et de mettre en évidence la dégradation de surface. Les mesures sont réalisées très précisément grâce à système de marquage des galets macro et microscopiques.

Enfin des essais ont été réalisés. La répétabilité des résultats est assurée par 2000 surfaces mesurées et 10 000 images capturées sur les 4 essais, représentant 100 mini-essais (une interruption=un mini-essai). Sur les deux galets en contact durant l'essai, l'un est rugueux et bombé, l'autre est lisse et plat. Deux types de galets rugueux sont étudiés : à stries hélicoïdales et à stries parallèles de Ra 0,6  $\mu$ m. Le galet lisse quant à lui est poli et présente un Ra de 10 nm. Les résultats montrent dans les deux types d'essais une évolution logarithmique de la rugosité. Pour les essais à stries hélicoïdales, un phénomène de balayage des stries vient perturber l'évolution de la surface du galet lisse :

- 0 à 10 cycles : rodage des surfaces, plus importantes modifications au premier cycle ;
- 10 à 1 000 cycles : plastification de la surface jusqu'à stabilisation, effet de balayage des stries hélicoïdales ;
- 1 000 à 1 000 000 : stabilisation de la micro-géométrie des surfaces,
- à 500 000 : dégradation de surfaces, apparition de micro-écaillage et fissures.

Le galet rugueux quant à lui, voit seulement les sommets de ses aspérités en contact aux cours des cycles, tout comme le galet lisse de l'essai E4 (strie parallèle) qui ne voit que ses empreintes en contact après le premier cycle. Ces deux derniers ont ainsi une stabilisation de leur micro-géométrie de surface dès la fin du rodage. Ceci met en évidence l'importance de l'étude du rodage qui conditionne les surfaces jusqu'à la fin de vie.

L'étude paramétrique traduit les mêmes observations. Mais, ces paramètres ne sont pas de bons paramètres d'entrée pour les simulations numériques. Leurs moyennages et le choix difficile d'un ou plusieurs paramètres, représentatif de l'évolution de la rugosité de surface, en sont les causes.

Grâce à la précision des mesures, les surfaces du galet lisse et rugueux en contact qui sont antagonistes à chaque cycles peuvent être, toutes deux, utilisées comme paramètres d'entrée d'une simulation numérique du contact élastoplastique.

# Chapitre 3

## Etude du rodage

### Contents

---

3.1	Introduction . . . . .	<b>54</b>
3.2	Etude Expérimentale : mesures de surfaces antagonistes . . . . .	<b>54</b>
3.2.1	Protocole expérimental . . . . .	54
3.2.2	Surfaces et profils antagonistes . . . . .	55
3.2.3	Etat stabilisé . . . . .	57
3.3	Modèle numérique . . . . .	<b>59</b>
3.3.1	Modèle élasto-plastique d'un contact rugueux . . . . .	59
3.3.2	Résolution du contact roulant . . . . .	60
3.3.3	Paramètres de simulation . . . . .	61
3.4	Simulations réalisées et résultats . . . . .	<b>63</b>
3.4.1	Cas simples : sphère à surface plane et sinusoïdale adimensionnées en contact avec une surface plane . . . . .	63
3.4.2	Surfaces à rugosité sinusoïdale proche du réel . . . . .	67
3.4.3	Surfaces à rugosités réelles . . . . .	70
3.5	Conclusion . . . . .	<b>72</b>

---

## 3.1 Introduction

Le chapitre 2 a mis en évidence l'importance du rodage. Il modifie et conditionne l'état des surfaces et ce pour toute la durée de vie du contact. Cette constatation est valable, quelle que soit la rugosité des surfaces, parallèle ou hélicoïdale. Dans la section §1.4.2, on a pu voir que de nombreux modèles existent dans la littérature permettant de prédire l'état stabilisé de la déformée de la surface d'un contact rugueux roulant [JAM 06]. Les résultats sont principalement comparés à ceux d'autres modèles numériques afin de les valider [JAC 06][NéL 05].

Les surfaces rugueuses utilisées dans les simulations numériques sont principalement issues de modèles tels que ceux d'Archard ou Greenwood et Williamson. Récemment, grâce à l'amélioration des techniques de mesures et des performances informatiques, la géométrie réelle peut être utilisée comme donnée d'entrée des simulations. Dans ce cas la présence d'un film lubrifiant filtre l'influence de la micro-géométrie et diminue ainsi les pics de surpression.

Dans ce chapitre, on propose de valider des résultats issus de simulations numériques en procédant à des comparaisons avec des résultats expérimentaux. Pour cela, il faut donc :

- des mesures très précises des surfaces réelles antagonistes cycle après cycle,
- une modélisation robuste et rapide.

Dans un premier temps, nous verrons la précision que nécessite cette étude ainsi que les résultats expérimentaux permettant de déterminer la fin du rodage en vue de réaliser des comparaisons avec les résultats issus de simulations numériques. Dans un second temps, le modèle semi-analytique développé par Mayeur [MAY 95] sera rappelé ainsi que les paramètres de simulations utilisés. Enfin, une discussion sur la comparaison des résultats, expérimentaux et numériques, permettra de conclure sur la validation de cette démarche.

## 3.2 Etude Expérimentale : mesures de surfaces antagonistes

### 3.2.1 Protocole expérimental

Le protocole expérimental utilisé est celui présenté à la section §2.3. Afin de mesurer les surfaces antagonistes et leurs évolutions au cours des cycles, le protocole expérimental doit être suivi rigoureusement.

L'étape 2 (section §2.3.1) consiste à monter les galets sur leurs axes et fixer les carters entre eux. Lors de cette étape les galets doivent être positionnés de façon très précise, afin de repérer par la suite les zones mesurées. A la fin de cette étape les surfaces à 0 cycles seront mesurées (étape 3) et le contact restera fermé jusqu'à la fin de l'essai. Le protocole (figure 3.1) est le suivant :

- *étape 2a* : Les galets sont positionnés initialement en contact à 0h, grâce à leurs marquages microscopiques respectifs.
- *étape 2b* : Le plan de mesure est mis perpendiculaire à l'axe optique. Ce réglage reste inchangé durant tout l'essai. Une platine de support, spécialement conçue pour maintenir l'ensemble carter à la même position à chaque mesure, est installée.
- *étape 2c* : Sous rugosimètre optique, le galet rugueux est observé à 6h. A l'aide du marquage microscopique, une référence, par rapport au pointeur du logiciel de mesure, est déterminée pour le reste de l'essai. Pour cela, l'axe de rotation est manuellement actionné au micromètre près.
- *étape 2d* : En gardant le contact fermé, l'ensemble carter est retourné ( $180^\circ$ ) afin d'observer la surface du galet lisse.
- *étape 2e* : Il s'agit maintenant de positionner le galet lisse. Grâce au pivot liant les carters (figure 2.1.b) le contact est ouvert entre les galets lisse et rugueux. En veillant à ne pas modifier la position du galet rugueux, l'étape 2c est répétée pour le galet lisse. Ainsi, on définit avec le pointeur du logiciel de mesure une position de référence grâce au marquage microscopique (figure 3.1).
- *étape 2f* : Le contact est refermé et l'ensemble carter est retourné une nouvelle fois afin d'observer

le galet rugueux.

- *étape 2g* : Sans manipulation, on vérifie que le pointeur est toujours positionné au micromètre près sur la position de référence. Si ce n'est pas le cas on recommence les étapes de 2c à 2f jusqu'à un positionnement parfait. Si le positionnement est correct, alors en gardant le contact fermé, des mesures de topographies des surfaces vierges sont réalisées sur les galets rugueux et lisse d'après leurs références ce qui correspond à l'étape 3.

Ce protocole assure la précision des mesures pour les cycles suivants. En effet, comme montré figure 3.1, après 0,5 cycle les surfaces à 6h des galets rugueux et lisse vont coïncider, et au bout d'un cycle, l'observation sous rugosimètre optique sera de nouveau possible.

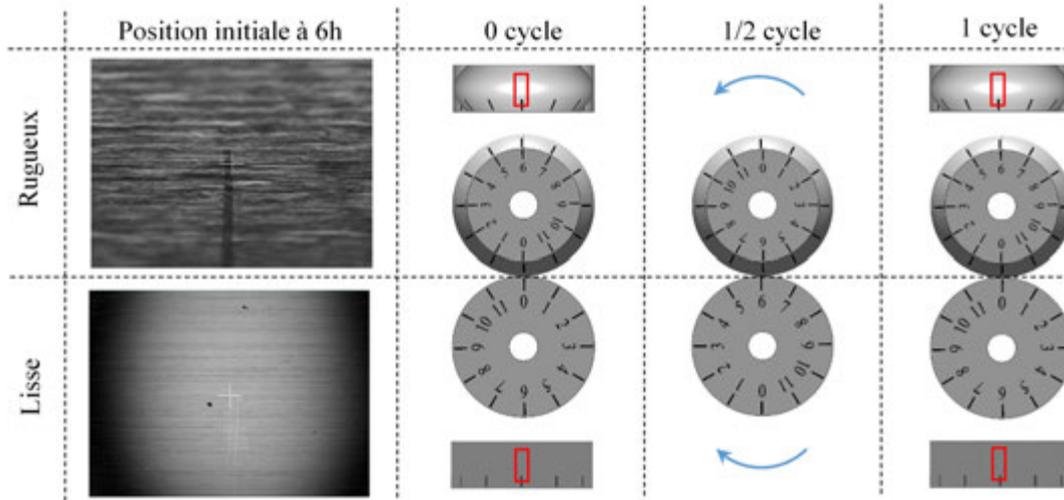


FIGURE 3.1: Protocole expérimental de synchronisation des surfaces antagonistes. Le positionnement des galets se fait initialement à 0h simultanément à 0 cycle. En rouge sont entourées les zones mesurées à 6h pour chaque cycle. Les flèches bleues représentent le sens de rotation des galets.

### 3.2.2 Surfaces et profils antagonistes

Afin de valider ce protocole, et de vérifier que ce sont effectivement bien les surfaces antagonistes qui sont mesurées, les mesures topographiques des surfaces et des relevés de profils sont observés. Les résultats montrés sont issus de l'essai E1, c'est-à-dire l'essai réalisé avec le galet rugueux à stries hélicoïdales. En effet, le rodage, comme vu précédemment, s'effectue lors des tous premiers cycles. L'effet d'hélice résultant de la géométrie hélicoïdale des stries, n'est pas encore apparent. Les observations réalisées sont les mêmes que celles conduites sur les essais pour des galets rugueux à stries parallèles.

#### Surfaces antagonistes

Les topographies de surfaces à 0 et 1 cycle des galets rugueux et lisse à 6h sont représentées sur la figure 3.2.

Comme vu section §2.4.3, il est difficile de voir l'évolution du galet rugueux sur les topographies. Néanmoins, cette évolution est observable sur le galet lisse qui est marqué par les stries du galet rugueux.

Afin de montrer la congruence des deux surfaces, on observe une zone de la surface du galet rugueux (figure 3.2). Sur cette zone, à 0 et 1 cycle, on observe 3 points de rugosités plus élevées qui

se distinguent. Sur le galet lisse, on regarde la même zone qui se trouve en contact lors du 1/2 cycle. A 1 cycle, on peut observer ces trois mêmes points mais, cette fois, en profondeur (empreinte) alors qu'ils n'étaient pas encore présents sur la surface vierge.

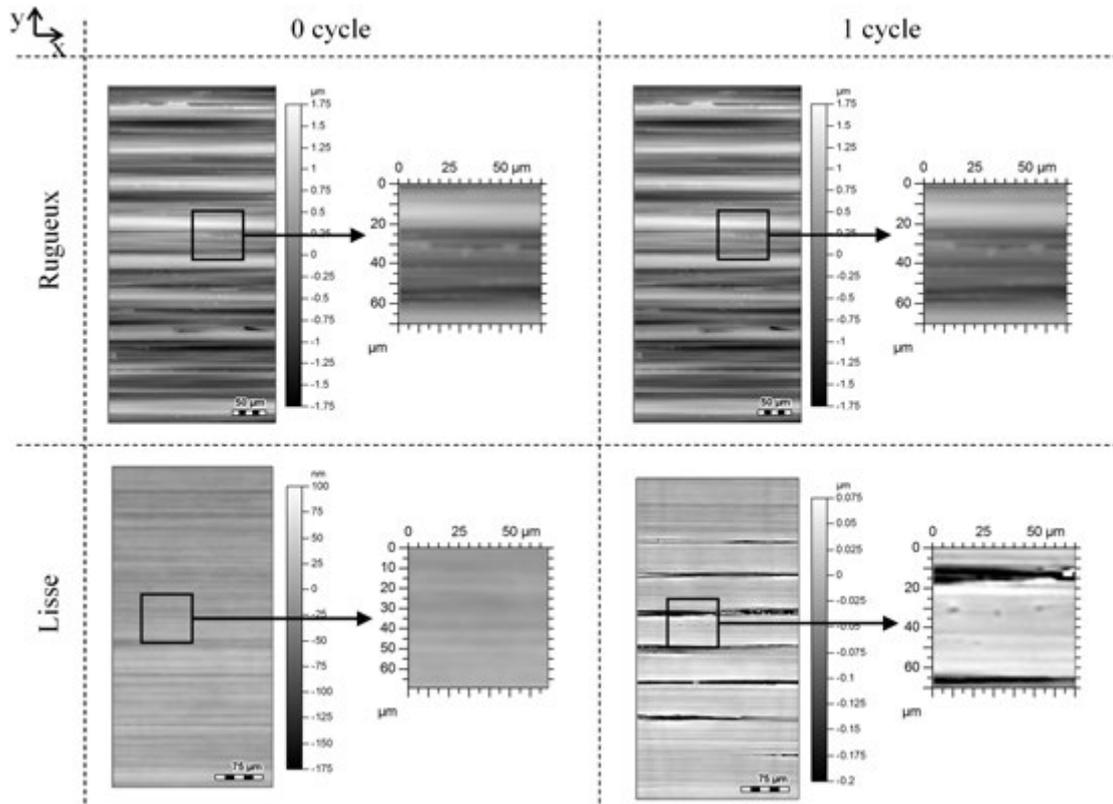


FIGURE 3.2: Relevés topographiques des surfaces à 0 cycle et 1 cycle des galets de l'essai E1. Des zooms montrent que les surfaces mesurées sont congruentes au cours des cycles.

En conclusion, les deux surfaces mesurées ont été en contact lors d'un cycle et sont antagonistes. Le protocole permet donc de mesurer 2 surfaces antagonistes de dimensions  $250\mu\text{m}$  de largeur, et de  $800\mu\text{m}$  de longueur à  $10\mu\text{m}$  près sur positionnement circonférentiel. Le périmètre du galet mesure  $78\,500\mu\text{m}$ .

### Profils antagonistes

Des profils sont extraits après 1 cycle des galets lisses et rugueux, à partir des surfaces précédentes. Pour cela on extrait un profil à un endroit remarquable comme, par exemple, à l'un des points de rugosité repéré figure 3.2.

Les deux profils sont positionnés en regard sur la figure 3.3. On peut remarquer la bonne corrélation des profils lisse et rugueux. Cette observation permet également de montrer que le contact est localement élastoplastique.

En conclusion, les profils antagonistes du galet lisse et du galet rugueux peuvent être identifiés et mesurés à la précision de mesure du rugosimètre optique et, de celle de l'extraction de profil, soit à  $0,5\mu\text{m}$  près sur un périmètre de galet de  $78\,500\mu\text{m}$ .

Grâce au marquage, on peut mesurer un profil au même lieu au demi micromètre près afin d'établir un suivi du profil de 0 à 1 000 000 cycles comme montré section §2.4.3. Ainsi, une fois les lieux des profils des galets en regard repérés au premier cycle, on peut identifier le profil à 0 cycle sur le galet lisse. Les profils à 0 cycle peuvent être alors utilisés comme paramètres d'entrée de simulation numérique. La déformée numérique peut ainsi être comparée au profil mesuré à la fin du rodage.

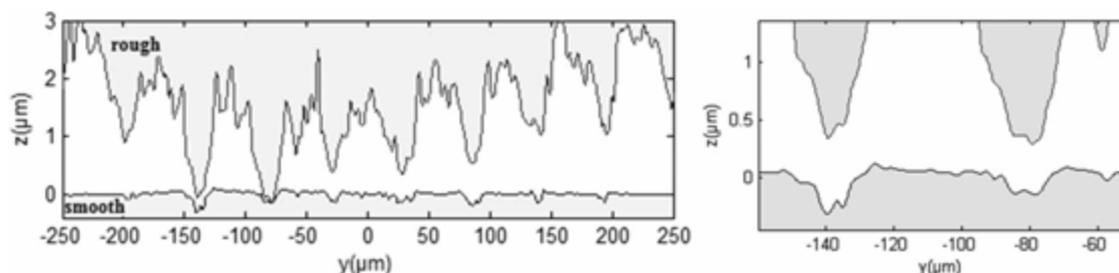


FIGURE 3.3: Relevés de profils des surfaces rugueuse et lisse à 1 cycle des galets de l'essai E1. Un zoom est réalisé montrant que les profils mesurés sont antagonistes.

### 3.2.3 Etat stabilisé

Avant d'effectuer la simulation numérique des profils antagonistes, il est nécessaire de déterminer expérimentalement à quel cycle le rodage se termine. On a vu section §2.4.3 que le rodage se termine au bout des 10 premiers cycles. Pour réaliser une étude plus approfondie sur le rodage, on extrait au même lieu les profils des galets lisse et rugueux à 0, 1, 10 et 20 cycles. La bonne précision de la relocalisation des profils peut être appréciée en dehors de la piste (figure 3.4).

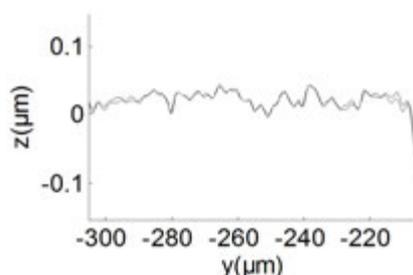


FIGURE 3.4: Précision en dehors de la piste. Superposition des profils lisses à 1 et 20 cycles.

La figure 3.5.a montre l'évolution d'un profil rugueux mesuré aux cycles 0, 1, 10 et 20. Un zoom sur une aspérité (figure 3.5.b) est détaillé. Au cours des cycles, la hauteur des aspérités diminue. Cette diminution est différente pour chaque aspérité. Elle dépend de la hauteur initiale de l'aspérité et de sa position dans le contact. Quant au galet lisse, au cours des cycles, la surface montre la formation d'empreintes (figure 3.5.c). Leur profondeur est environ égale à  $0,2\mu\text{m}$  (figure 3.5.d), ce qui correspond également à la diminution de la hauteur de l'aspérité rugueuse. Une observation qualitative et quantitative de ces surfaces ne montre pas de signe d'usure.

Plus précisément, les évolutions des galets rugueux et lisse peuvent être décrites comme suit :

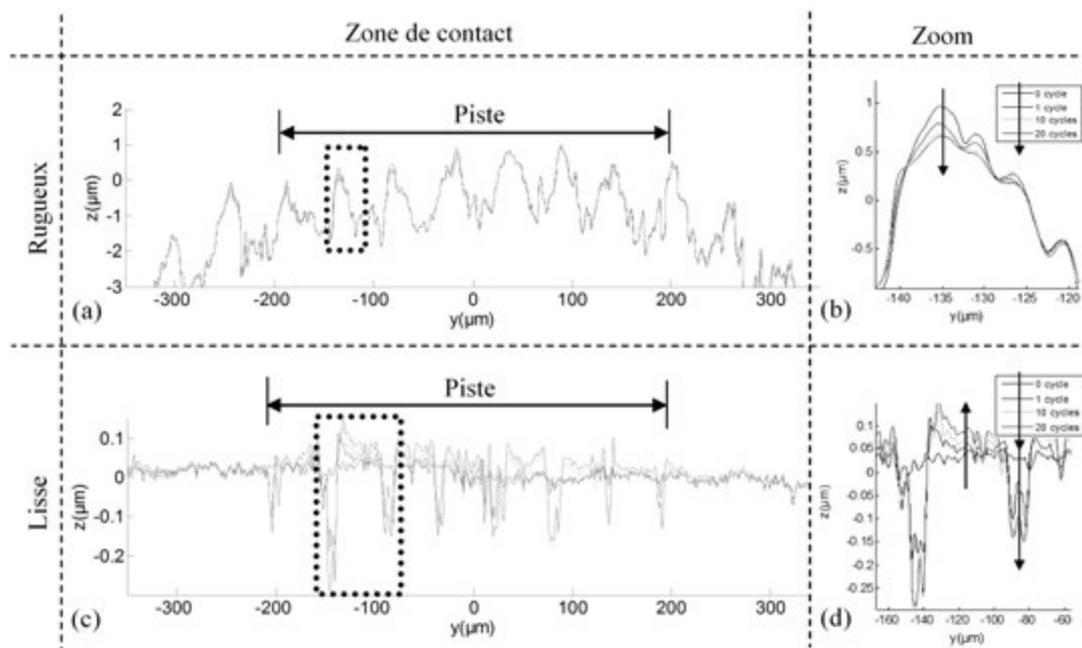


FIGURE 3.5: Evolution des profils pour les cycles 0, 1, 10 et 20. Profil rugueux dans la zone de contact (a) et zoom sur une aspérité (b). Profil lisse dans la zone de contact (c) et zoom sur des empreintes (d).

- L'aire de contact augmente d'environ 8%. Le nombre d'aspérités en contact passe de 5 au premier cycle, à 8 au dixième cycle.
- La hauteur des aspérités diminue, due aux déformations plastiques.
- Dans la même proportion, des empreintes se forment sur le galet lisse.
- Ces empreintes sont entourées par des épaulements qui sont des bourrelets de matière. Leur hauteur dépend de la profondeur et de la largeur des empreintes, correspondant à un flux de matière durant le contact.

Dans cette expérience, les profils après 10 et 20 cycles sont quasi-identiques. La fin du rodage est estimée à 10 cycles. Une étude plus générale basée sur des travaux de la littérature aboutit à la même conclusion. Johnson et Kapoor [JOH 87] [KAP 92] expliquent, qu'une fois la limite élastique dépassée, la déformation plastique s'installe et, il y a génération de contraintes résiduelles. Les contraintes résiduelles avant essai sont supposées négligeables devant les contraintes résiduelles dues au rodage. Ces dernières ont un rôle bénéfique pour la surface. En effet, elles créent des résistances supplémentaires à la déformation du matériau et permettent ainsi d'augmenter sa limite à la déformation plastique. Après quelques cycles, ils observent que les contraintes résiduelles ont atteint une valeur suffisante, chaque cycle supplémentaire ne crée que des déformations purement élastiques. Un régime permanent en élasticité cyclique pure est établi et l'on se situe à la fin du rodage. Dans le cas d'un contact circulaire elastoplastique pour un matériau isotropique, Johnson montre que cet état d'équilibre s'établit très rapidement au bout de 4 ou 5 cycles.

D'autres simulations numériques aboutissent aux mêmes conclusions. Jiang et al. [JIA 02] réalisent des simulations 3d et 2d d'un contact sphérique roulant en utilisant la méthode des éléments finis. Le matériau utilisé (acier 1070, 192HB) est décrit par une loi d'écroissage cinématique. Un régime stabilisé est obtenu après 30 cycles. Les contraintes résiduelles à 10 et 20 cycles sont respectivement de 8 à 3% plus faibles que celles obtenues à 30 cycles.

Il en est de même pour les essais et simulations d'indentation sphérique. Kadin et al. [KAD 06]

montrent que le régime purement élastique s'établit après le premier cycle pour un matériau de loi d'érouissage linéaire isotropique. Li et al. [LI 10b] montrent également qu'après le premier cycle, lors d'une indentation sur une surface rugueuse, les déformations plastiques qui se produisent à chaque cycle supplémentaire sont de moins en moins importantes.

Récemment, Jamari [JAM 06] a effectué des expérimentations pour lesquelles il a relevé un profil de rugosité à chaque cycle. Les matériaux utilisés sont de l'aluminium ( $H=0.24\text{GPa}$ ,  $E=75.2\text{GPa}$  et  $\nu=0.34$ ) et un acier peu dur ( $H=3.55\text{GPa}$ ,  $E=210\text{GPa}$  et  $\nu=0.3$ ). Les profils n'évoluent plus après 1 cycle pour les indentations cycliques stationnaires et après 5 ou 9 cycles pour des indentations cycliques à position variable. Pour un chargement en contact roulant, il ne retrouve cependant pas ces observations. L'état stabilisé s'établit au bout de 1250 et 2400 cycles. Il conclut à une perturbation des résultats due à une vitesse de rotation trop élevée par rapport à la charge appliquée très faible.

Dans notre cas, le matériau utilisé pour les essais E1, E2, E3 et E4, est l'acier 100Cr6 dont l'érouissage est régi par une loi cinématique (paramètres table 3.1). Le 10<sup>ème</sup> cycle est donc considéré comme référence de comparaison pour les simulations numériques à l'état stabilisé.

### 3.3 Modèle numérique

Dans cette étude, on souhaite simuler un contact roulant de façon rapide et robuste en prenant en compte :

- la géométrie de la surface réelle, ce qui implique un grand nombre de points ;
- une loi de comportement en élasticité à l'échelle du contact (macrogéométrie) et en élastoplasticité à l'échelle locale (microgéométrie) ;
- le calcul des contraintes et principalement les déformées des surfaces afin de les comparer à celles mesurées.

Dans le chapitre 1, section §1.4.2, on a pu voir que de nombreux modèles ont déjà été développés afin de simuler des contacts roulants rugueux. En résumé :

- Les modèles paramétriques utilisent les paramètres d'une surface mesurée. Ils sont robustes et rapides, mais, de par leur formulation, ils ne permettent pas d'accéder à la déformée à l'état stabilisé.
- Les modèles basés sur la méthode des éléments finis permettent d'utiliser des surfaces proches des surfaces réelles et des lois d'érouissage complexes mais impliquent des temps de calcul extrêmement longs.
- Les méthodes semi-analytiques permettent une simulation rapide, robuste, et l'accès aux contraintes et déformées de surfaces. Néanmoins, elles sont limitées à des macro-géométries simples, telles que des demi plans, sphères ou cylindres, ainsi qu'à des lois d'érouissage classiques.

Dans ces deux dernières catégories, les méthodes semi-analytiques et les méthodes éléments finis, la résolution par la méthode incrémentale peut être remplacée par une méthode dite directe permettant de réduire considérablement les temps de calcul. Dans ces travaux le choix se porte sur la méthode semi-analytiques de Mayeur et al. [MAY 95] qui utilise la méthode dite directe. Cette alliance permet d'utiliser des géométries complexes telles que des rugosités réelles issues de mesures topographiques.

#### 3.3.1 Modèle élasto-plastique d'un contact rugueux

Le modèle utilisé dans cette étude est celui de Mayeur et al. [MAY 95], un modèle élastoplas-tique semi-analytique. Il permet de résoudre efficacement un problème de contact roulant rugueux en trois dimensions. Le schéma de principe du modèle de Mayeur et al. est décrit figure 3.6.

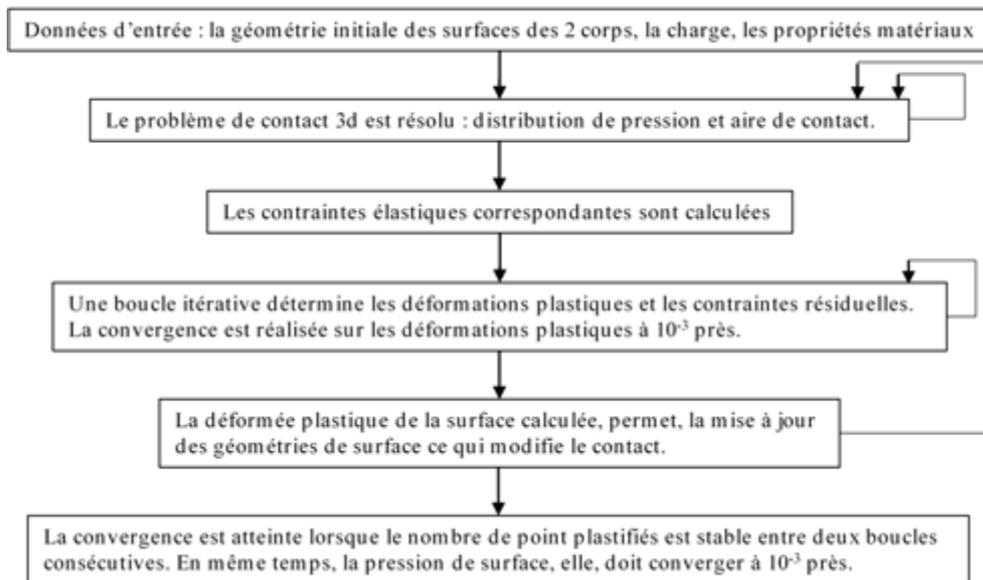


FIGURE 3.6: Schema de principe du modèle élastoplastique de Mayeur et al. [MAY 95].

Dans cette étude, les profils mesurés des galets rugueux et lisse antagonistes à 0 cycle sont utilisés comme paramètres d'entrée par le modèle semi-analytique. Les conditions expérimentales sont numériquement reproduites. La méthode numérique est basée sur une formulation intégrale limite pour un domaine élastique semi-infini. Leur zone d'intérêt est préalablement définie, englobant la zone plastifiée finale. Cette zone est discrétisée et le reste du domaine est considéré globalement élastique. Ces simplifications diminuent considérablement les temps de calcul.

Une première boucle itérative est réalisée sur le problème de contact qui correspond à la détermination du champs de pression afin de calculer par la suite les contraintes équivalentes. Afin de résoudre la partie plastique du calcul, une deuxième boucle itérative est faite sur les déformations plastiques et contraintes résiduelles qui modifient la géométrie des surfaces.

Une dernière boucle itérative correspond à la stabilisation du nombre de points plastifiés. Pour cela, la géométrie stabilisée à la fin de chaque résolution élasto-plastique est reprise à l'étape de la résolution de contact.

### 3.3.2 Résolution du contact roulant

#### Méthode directe

La méthode directe est basée sur les travaux de Zarka et al. [ZAR 80], Inglebert et al. [ING 85] [ING 89] et Dang Van et al. [DAN 93b]. Elle permet de déterminer la réponse asymptotique du contact, sans appliquer le chargement pas à pas. L'état stabilisé est donc calculé directement.

En général, la résolution incrémentale du contact roulant est liée au chargement cyclique de la surface. On se place donc dans le repère fixe de la surface qui voit passer plusieurs fois la charge. A contrario, la résolution du contact par la méthode directe est définie comme suit :

- le contact est chargé et le roulement s'effectue à une vitesse  $V$  dans une direction fixe. Dans cette direction, la micro-géométrie ne varie pas.
- l'état stabilisé se situe dans le repère mobile où est appliquée la charge ; les équations qui gouvernent la résolution du problème sont écrites dans le repère mobile où s'effectue le chargement.

- finalement, en se positionnant par rapport à un repère mobile, la charge et la solution du contact à l'état stabilisé sont stationnaires l'une par rapport à l'autre. Ainsi, dans cette formulation du problème, la résolution de l'état stabilisé causée par le chargement cyclique est obtenue directement.

Cette résolution originale a déjà fait ses preuves en étant notamment employée avec des méthodes éléments finis [DAN 93b][ZAR 80][ING 85][ING 89].

### Loi d'érouissage cinématique linéaire

Afin de définir le comportement du matériau sous sollicitations cycliques, le modèle élastoplastique de Von Mises est utilisé ainsi qu'une loi d'érouissage cinématique linéaire (§1.1.2, figure 1.4). Ces lois sont faciles à implémenter dans le schéma numérique. Le domaine d'élasticité est défini par :

$$f(\sigma_{ij}, \epsilon_{ij}^p) = \sqrt{\frac{3}{2}(s_{ij} - C\epsilon_{ij}^p)(s_{ij} - C\epsilon_{ij}^p)} \leq \sigma_y, \quad \text{avec} \quad s_{ij} = \sigma_{ij} - \frac{1}{3}\sigma_{kk}\delta_{ij}$$

où  $s_{ij}$  sont les composantes du tenseur de contrainte déviatorique,  $\epsilon_{ij}^p$  les composantes plastiques du tenseur des déformations,  $C$  le module d'érouissage,  $\sigma_y$  la limite élastique en traction et  $\delta_{ij}$  le symbole de Kronecker. Dans un espace à 9 dimensions (l'espace des contraintes déviatoriques), le domaine élastique est représenté par une sphère de rayon  $\sqrt{2/3}\sigma_y$  qui se translate proportionnellement au taux de déformations plastiques. L'écoulement plastique est gouvernée par :

$$\dot{\epsilon}_{ij}^p = \frac{3}{2C\sigma_y^2}[(s_{ij} - C\epsilon_{ij}^p)\dot{s}_{ij}](s_{ij} - C\epsilon_{ij}^p), \quad \text{si} \quad f(\sigma_{ij}, \epsilon_{ij}^p) = \sigma_y \quad \text{et} \quad \frac{\partial f}{\partial s_{ij}}\dot{s}_{ij} > 0$$

où "·" correspond à la dérivée en temps des variables.

### 3.3.3 Paramètres de simulation

Le modèle que nous utilisons [MAY 95] consiste à résoudre en trois dimensions un contact roulant rugueux. Pour être en accord avec les hypothèses listées section §3.3.2, notamment celle de stationnarité, les conditions suivantes doivent être vérifiées :

- le profil de rugosité dans le plan "yz" est constant suivant l'axe "x" (sens de roulement),
- les contraintes résiduelles et déformations dans le plan "yz" sont constantes suivant l'axe "x",
- le champ de pression est celui issu du contact normal entre une sphère rugueuse et un plan rugueux.

La résolution du contact et la détermination des contraintes résiduelles est réalisée en trois dimensions.

L'hypothèse d'une rugosité constante suivant une direction privilégiée, celle du sens de roulement, n'est pas une contrainte forte. Cette hypothèse est cohérente avec les surfaces obtenues à l'issue des procédés d'usinage industriels : la surface de galets a des stries parallèles ou est polie. Afin de respecter cette hypothèse, un travail préliminaire est nécessaire.

En effet, bien que la rugosité, des galets à stries parallèles utilisée dans les essais E3 et E4, soit linéaire suivant x, à l'échelle microscopique de la rugosité étudiée, les profils d'une surface ne peuvent être considérés comme parfaitement constants suivant x. De plus, la demi-largeur du contact entre galets est égale à  $400\mu\text{m}$ . Sur la figure 3.7 sont illustrées les différentes étapes nécessaire à la simulation :

- (a) Les dimensions des surfaces antagonistes mesurées sont  $800 \times 250 \mu\text{m}^2$ . Les profils antagonistes, comme ceux surlignés en rouge, sont repérés.
- (b) Deux profils antagonistes sont extraits. La piste mesure  $400\mu\text{m}$  de largeur, ainsi l'extraction de profil doit être au minimum de  $400\mu\text{m}$ .
- (c) Les profils sont extrudés afin de modéliser le contact en 3d, avec un profil constant suivant x.

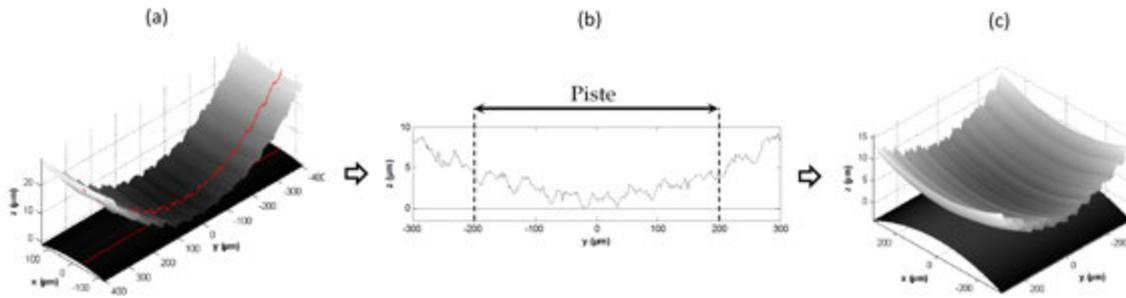


FIGURE 3.7: Contact mesuré simulé. (a) Surfaces antagonistes mesurées 0 cycle ( $800 \times 250 \mu\text{m}^2$ ). (b) Profils antagonistes extraits. Piste mesurée :  $y=-200$  à  $y=200 \mu\text{m}$ . (c) Surfaces issues de la révolution de profil de  $x=\min(y)$  à  $x=\max(y)$ .

Le matériau utilisé est l'acier 100Cr6, dont les propriétés sont présentées dans le tableau 3.1 rappelé ci-dessous :

Matériau	100Cr6
$E$ : Module de Young	210 GPa
$\nu$ : Coefficient de poisson	0,3
$k$ : Limite d'élasticité en cisaillement	1 GPa
$C$ : Module d'écroutissage	27 GPa

TABLE 3.1: Propriétés du matériau

Afin de limiter les temps de calcul, seul le domaine qui potentiellement peut plastifier, est discrétisé. Le chargement appliqué n'engendre pas d'écoulement plastique à la profondeur de Hertz. Il est délimité par la surface et la couche superficielle dont la largeur correspond à celle du contact (piste). Seules ces zones se déforment plastiquement.

La figure 3.8 récapitule les étapes pour la discrétisation du contact réel :

- (a) Le domaine plastique est lié à la largeur de piste, ainsi le domaine étudié est de  $400 \times 400 \times 50 \mu\text{m}^3$ .
- (b) Le contact 3d est donc simulé dans ce domaine.
- (c) Les éléments de discrétisation doivent être suffisamment fins pour représenter correctement la rugosité dans le plan yz, alors que, la rugosité constante suivant x permet un maillage plus grossier. Ainsi, dans ce cas un élément de maillage mesure  $4 \times 0.5 \times 0.5 \mu\text{m}^3$ .

Toutes les hypothèses de Mayeur et al. [MAY 95] étant respectées, plusieurs simulations vont être réalisées :

- Des sphères rugueuses sont mises en contact avec des plans lisses ; les simulations permettent de valider la bonne cohérence des résultats du modèle. Les hypothèses de comportement élastique et élastoplastique sont considérées, afin de mettre en évidence la nécessité de cette dernière. Les cas de chargement suivants sont résolus dans le domaine élastoplastique des matériaux.
- Une sphère à rugosité sinusoïdale, calquée sur la rugosité réelle étudiée par la suite, est simulée en roulement sur un plan lisse. Cette simulation permet d'approximer les résultats attendus pour une surface à rugosité réelle et de montrer les limites de cette simplification.
- Le contact roulant réel à rugosités initiales mesurées est simulé. La déformée élastoplastique à l'état stabilisé est comparée à celle expérimentalement obtenue afin de conclure.

Le temps de calcul pour chaque simulation à  $8.10^6$  points est d'approximativement 2 heures sur un PC.

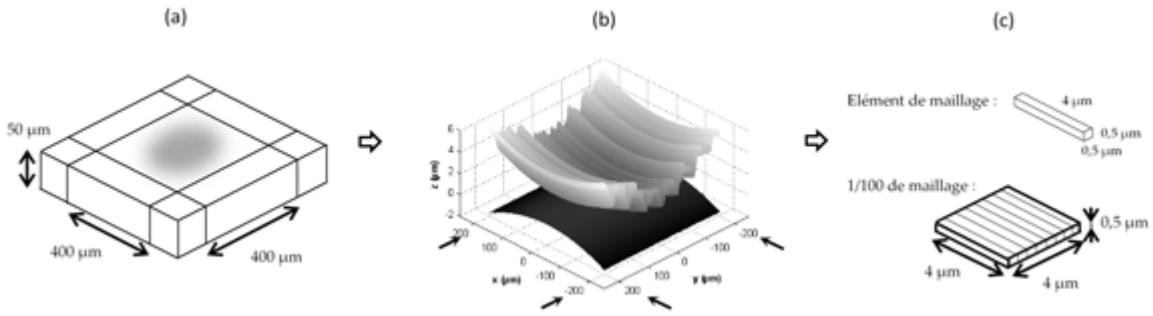


FIGURE 3.8: Maillage du contact. (a) Zone élastoplastique discrétisée de  $400 \times 400 \times 50 \mu\text{m}^3$ . (b) Contact simulé sur la largeur de piste pour  $x$  et  $y$  égale  $-200$  à  $200 \mu\text{m}$ . (c) Un élément de maillage mesure  $4 \times 0.5 \times 0.5 \mu\text{m}^3$  et un centième de maillage mesurent  $4 \times 4 \times 0.5 \mu\text{m}^3$ .

### 3.4 Simulations réalisées et résultats

#### 3.4.1 Cas simples : sphère à surface plane et sinusoïdale adimensionnées en contact avec une surface plane

##### Contact simulé

Dans cette section, plusieurs simulations préliminaires du contact roulant sont réalisées en utilisant le modèle développé par Mayeur et al. [MAY 95] :

- Sphère lisse / Plan lisse : simulation purement élastique pour un chargement normal dit d'indentation ;
- Sphère sinusoïdale / Plan lisse : simulation purement élastique pour un chargement normal dit d'indentation ;
- Sphère sinusoïdale / Plan lisse : simulation élastoplastique en roulement pur.

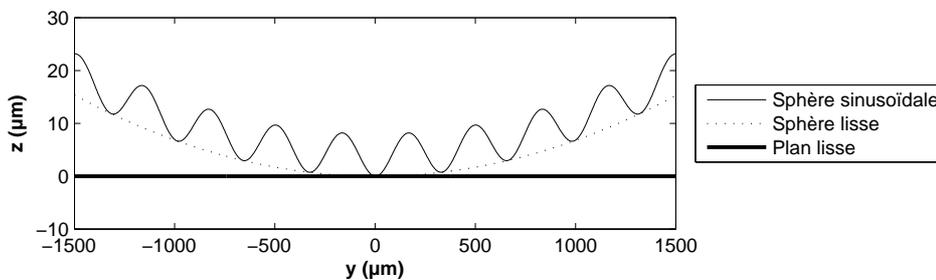


FIGURE 3.9: Simulation de contact : Sphère lisse/Plan lisse et Sphère sinusoïdale/Plan lisse.

Sur la figure 3.9 sont représentés ces contacts dont les caractéristiques sont les suivantes :

Caractéristique des corps en contact	Rx (mm)	Ry (mm)	Longueur d'onde $\lambda$ ( $\mu\text{m}$ )	Amplitude $A$ ( $\mu\text{m}$ )
Sphère lisse :	73,456	73,456	0	0
Sphère sinusoïdale :	73,456	73,456	330	4
Plan lisse :	$\infty$	$\infty$	0	0

TABLE 3.2: Caractéristiques des galets

Les propriétés de l'acier 100Cr6, sont celles présentées tableau 3.1. La charge appliquée est de 2094,4N ce qui engendre une pression maximale de contact  $p_H=1\text{GPa}$  et une demi-largeur de contact  $a=1\text{mm}$ .

Comme présenté section §3.3.3, les profils de rugosité sont constants suivant x, le sens de roulement. La zone discrétisée est de  $3 \times 3 \times 0.3 \text{ mm}^3$  et les éléments de maillage mesurent :  $30 \times 3,75 \times 3 \mu\text{m}^3$ .

## Résultats de simulation

- (a) *Sphère lisse / Plan lisse : élastique*

(MPa)	Min	Max
Pression	0	1000
$\sigma_{xx}$	-800	-6
$\sigma_{xy}$	-4	4
$\sigma_{xz}$	0	5
$\sigma_{yy}$	-800	133
$\sigma_{yz}$	-214	214
$\sigma_{zz}$	-1000	0
$\sigma_{VM}$	15	358

TABLE 3.3: Contact élastique Sphère lisse/Plan lisse sous chargement normal : Pression, contraintes élastiques et contrainte de Von Mises.

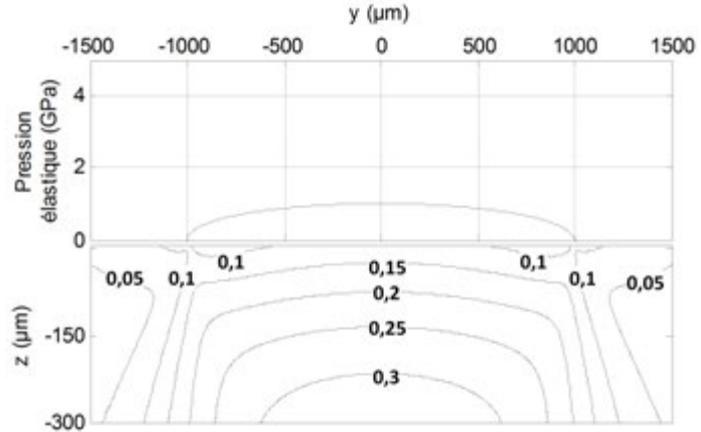


FIGURE 3.10: (a) Sphère lisse/Plan lisse : élastique. Pression et contrainte de Von Mises associées pour  $x=0\mu\text{m}$  (en GPa).

- (b) *Sphère sinusoidale / Plan lisse : élastique*

(MPa)	Min	Max
Pression	0	3975
$\sigma_{xx}$	-2567	-42
$\sigma_{xy}$	-3	3
$\sigma_{xz}$	0	3
$\sigma_{yy}$	-3793	181
$\sigma_{yz}$	-961	961
$\sigma_{zz}$	-3975	0
$\sigma_{VM}$	28	1250

TABLE 3.4: Contact élastique Sphère sinusoidale/Plan lisse sous chargement normal : pression, contraintes élastiques et contrainte de Von Mises.

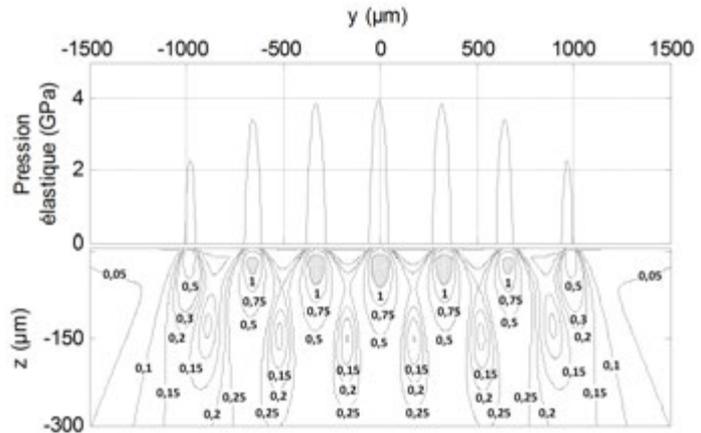


FIGURE 3.11: (b) Sphère sinusoidale/Plan lisse : élastique. Pression et contrainte de Von Mises associées pour  $x=0\mu\text{m}$  (en GPa).

- (c) *Sphère sinusoidale / Plan lisse : élastoplastique*

(MPa)	Min	Max
Pression	0	3662
$\sigma_{xx}$	-3121	-25
$\sigma_{xy}$	0	0
$\sigma_{xz}$	0	0
$\sigma_{yy}$	-3593	69
$\sigma_{yz}$	-853	853
$\sigma_{zz}$	-3662	0
$\sigma_{VM}$	13	1056
$\varepsilon_{\text{eq}}^p$	0	$11.10^{-4}$
$\varepsilon_{xx}^p$	$-3,6.10^{-4}$	$1,1.10^{-4}$
$\varepsilon_{yy}^p$	$-2,1.10^{-4}$	$8,9.10^{-4}$
$\varepsilon_{yz}^p$	$-3,1.10^{-4}$	$3,1.10^{-4}$
$\varepsilon_{zz}^p$	$-9,9.10^{-4}$	$1,3.10^{-4}$
$\sigma_{xx}^r$	-56	31
$\sigma_{yy}^r$	-69	69
$\sigma_{yz}^r$	-20	20
$\sigma_{zz}^r$	-46	34

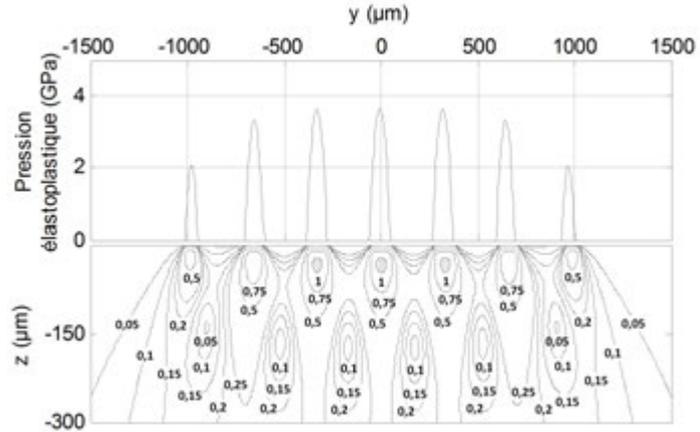


FIGURE 3.12: (c) *Sphère sinusoidale / Plan lisse : élastoplastique*. Pression et contrainte de Von Mises associées pour  $x=0\mu\text{m}$  (en GPa).

TABLE 3.5: *Contact élastoplastique Sinus/Plan sous chargement normal : Pression, contraintes élastoplastiques, contrainte de Von Mises, déformations élastoplastiques et contraintes résiduelles.*

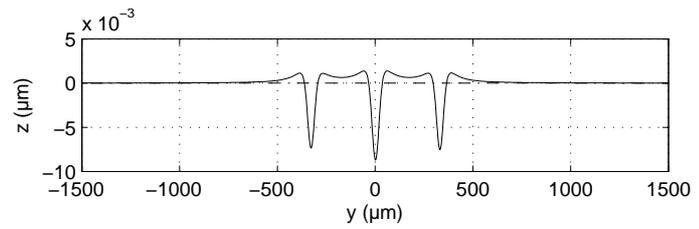


FIGURE 3.13: Profil à l'état stabilisé du contact élastoplastique Sinus/Plan adimensionné.

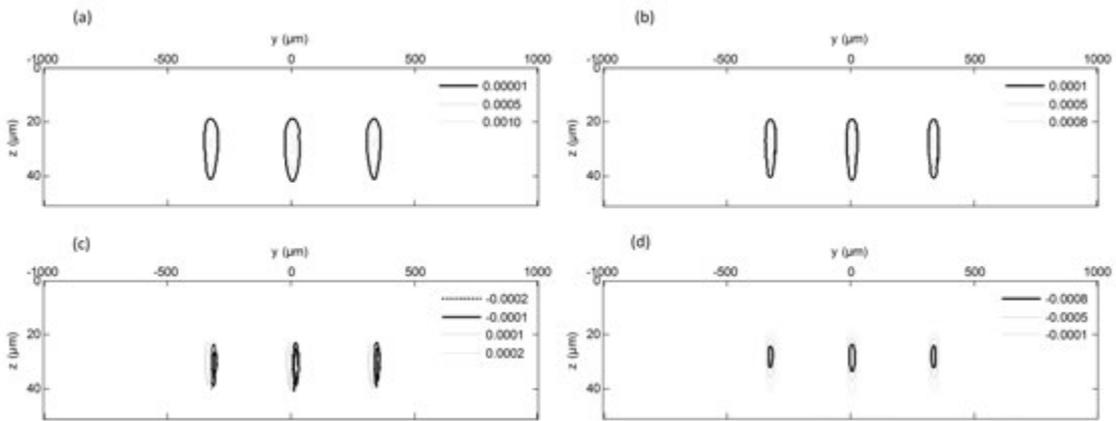


FIGURE 3.14: Déformations plastiques : (a)  $\varepsilon_{\text{eq}}^p$ ; (b)  $\varepsilon_{yy}^p$ ; (c)  $\varepsilon_{yz}^p$ ; (d)  $\varepsilon_{zz}^p$ .

## Discussion

La simulation élastique section §3.4.1.a correspond à un contact sphère/plan simple. La pression maximale est égale à 1000MPa, et la contrainte de cisaillement maximale vaut 310MPa et est située à  $480\mu\text{m}$  de profondeur. Les résultats correspondent à la théorie de Hertz, selon laquelle le cisaillement maximal est égal  $0.31p_H$  et est situé à une profondeur de  $0.48a$ . La contrainte de cisaillement en surface est située au centre du contact et vaut 100MPa soit  $0.10p_H$ , ce qui correspond également à la théorie de Hertz. D'après Johnson [JOH 87] la pression de début de plasticité est de :

- $(p_{max})_Y = 2,8k^*$  pour le critère de Von Mises,
- et de  $(p_{max})_Y = 3,2k^*$  pour le critère de Tresca,

avec  $k^*$  la contrainte limite du matériau en cisaillement simple. Pour l'acier 100Cr6, la contrainte limite du matériau en cisaillement simple est de 1GPa. La pression suffisante pour initier la plasticité est donc de 2,8GPa selon Von Mises. Dans cette définition, le critère le plus contraignant est le critère de Von Mises. On s'intéresse ainsi à la contrainte équivalente de Von Mises pour le reste de l'étude.

Sur les figures 3.10, 3.11 et 3.12 sont représentées les pressions et contraintes de Von Mises associées en GPa. Les tableaux 3.3 3.4 et 3.5 présentent les maxima et minima des pressions, contraintes et déformations usuelles.

La simulation élastique section §3.4.1.a est validée par rapport à la théorie de Hertz. Cette simulation élastique est ensuite réalisée en considérant un contact sphère/plan (§3.4.1.b) dont la sphère présente une rugosité sinusoïdale présentée section §3.4.1 (figure 3.11). La contrainte de Von Mises est 3,5 fois plus élevée que celle obtenue pour la simulation sphère/plan de Hertz. La contrainte de Von Mises et la pression maximales, de 1250MPa et de 4GPa respectivement, sont situées sous l'aspérité centrale de largeur  $100\mu\text{m}$ .

L'écoulement plastique est régi dans cette étude par le modèle d'écrouissage cinématique linéaire (Modèle de Prager) associé à la contrainte de Von Mises. Les domaines de comportement cycliques sont définis de la façon suivante :

- élastique :  $\sigma_{VM} < k$  ,
- adaptation :  $k < \sigma_{VM} < 2k$  ,
- accommodation :  $\sigma_{VM} > 2k$  ,

avec  $k$  la limite élastique en cisaillement et  $\sigma_{VM}$  la contrainte de Von Mises.

Ainsi, le contact est globalement élastique mais en dessous de chaque aspérité, la contrainte de Von Mises est supérieure à 1GPa ce qui indique qu'il est localement élastoplastique (figure 3.11, zone en gris).

Ce même contact sphère à rugosité sinusoïdale/sphère lisse est simulé avec le modèle de Mayeur (§3.4.1.c). Sur la figure 3.12, on observe une diminution des zones dans lesquelles la contrainte de Von Mises est supérieure à 1GPa. En effet, à l'état stabilisé, pour le contact roulant étudié, le modèle d'écrouissage cinématique linéaire permet de résoudre ces zones qui se situent dans le domaine de comportement cyclique qui est l'adaptation. A l'état stabilisé, le domaine d'adaptation est 0.4% plus faible que pour le contact déterminé avec une hypothèse de comportement élastique pur. La contrainte maximale de Von Mises est de 1056 MPa, soit 15.5% plus faible que la valeur obtenue avec l'hypothèse de comportement élastique. Elle est située à une profondeur de  $33.3\mu\text{m}$ . La pression a également diminué de 8%.

Nous remarquons sur les tableaux 3.3 et 3.4 que les contraintes normales ( $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$  et  $\sigma_{zz}$ ) sont des contraintes de compression. Néanmoins, lors de la résolution du contact élastoplastique (tableau 3.5), les contraintes normales maximales  $\sigma_{xx}$  et  $\sigma_{yy}$  sont positives, correspondant à de la

traction, alors que la contrainte normale au contact  $\sigma_{zz}$  est négative. Le chargement en roulement suivant  $x$  est à l'origine de ce changement. Les contraintes  $\sigma_{xy}$  et  $\sigma_{xz}$  quant à elles sont quasi nulles et la contrainte de cisaillement  $\sigma_{yz}$  est antisymétrique par rapport à la normale au contact. Cette dernière est donc nulle au centre. Ces résultats sont cohérents avec ceux présentés dans la littérature ([JOH 87]).

On étudie finalement la déformée de surface à l'état stabilisé de la simulation élastoplastique. On peut observer sur la figure 3.13 que seules les trois aspérités centrales ont une charge appliquée suffisamment élevée pour déformer plastiquement la surface lisse. La largeur d'empreinte  $l$  est définie par la distance entre les deux sommets qui se forment de part et d'autre du contact de l'aspérité. Mayeur propose la relation suivante :  $\frac{l}{b/2} = 0.41 \frac{p_H}{k} + 1.05$  avec  $b=100\mu\text{m}$  la largeur d'aspérité. On obtient ainsi  $l=128\mu\text{m}$  pour l'aspérité centrale ce qui correspond au résultat montré figure 3.13. La largeur d'empreinte est donc supérieure à l'aire réelle de contact de l'aspérité  $b$ . La profondeur de l'empreinte est égale à  $e=8,8\mu\text{m}$ . Contrairement à la largeur des empreintes, leur profondeur est fonction de  $p_H/k$  et de  $h$  le module plastique (§1.1.2). Plus la charge est importante, tandis que la limite élastique et le module d'érouissage sont faibles, plus la profondeur est importante [MAY 95].

On s'intéresse alors aux déformations plastiques en volume induites (figure 3.14 et tableau 3.5). Ce sont des contraintes de compression suivant la normale au contact  $z$  ( $\varepsilon_{zz}^p \leq 0$ ) dont le minimum se situe à  $33.3\mu\text{m}$  de profondeur sous l'aspérité centrale (comme la contrainte de Von Mises). En revanche, suivant  $x$  ( $\varepsilon_{xx}^p$ ) et  $y$  ( $\varepsilon_{yy}^p$ ), la matière est comprimée en surface, puis étirée plus en profondeur afin de respecter l'incompressibilité plastique. Enfin, la déformation plastique  $\varepsilon_{yz}^p$  est antisymétrique suivant la normale au contact  $z$ .

La déformation plastique équivalente  $\varepsilon_{\text{eq}}^p$  est fonction de  $p_H/k$  et  $h$ . Plus la charge est importante, tandis que la limite élastique et le module d'érouissage sont faibles, plus  $\varepsilon_{\text{eq}}^p$  est importante [MAY 95]. Les déformations plastiques en volume observées, s'apparentent à celles correspondant à des multiples micro-contact indépendants. En effet, la charge exercée est relativement faible et ne permet pas d'apprécier l'interaction entre les aspérités en volume. Dans le cas de chargement plus élevé, les zones de plastification se rejoignent et les déformations en volume sont liées entre elles.

Ces simulations de cas simples ont permis de montrer que les résultats issus des simulations basées sur le modèle de Mayeur et al. [MAY 95] étaient en bon accord avec les résultats expérimentaux. Par la suite, ce modèle est donc utilisé dans le cas de surface avec des rugosités réelles.

### 3.4.2 Surfaces à rugosité sinusoïdale proche du réel

#### Contact simulé

Cette section est une étape intermédiaire en simulant une surface présentant une rugosité sinusoïdale calée sur la rugosité expérimentale simulée dans la dernière section. En effet, les résultats nous permettront de tester l'intérêt d'utiliser la rugosité réelle dans le modèle de simulation élastoplastique roulant.

Le contact étudié est un galet bombé sinusoïdal roulant sur un galet cylindrique lisse dont la micro et macrogéométrie sont au plus proches des rugosités réelles montrées figure 3.15. Les caractéristiques des galets simulés sont présentées dans le tableau 3.6.

Les propriétés de l'acier 100Cr6 utilisées, sont celles présentées tableau 3.1. La charge appliquée est de 121N soit, pour une pression maximale de Hertz  $p_H=2\text{GPa}$  et une demi-largeur de contact de Hertz  $a=170\mu\text{m}$ .

Comme présenté section §3.3.3, les profils de rugosité sont constants suivant x, le sens de roulement. La zone discrétisée est de  $400 \times 400 \times 50 \mu\text{m}^3$  et les éléments de maillage mesurent :  $4 \times 0,5 \times 0,5 \mu\text{m}^3$ .

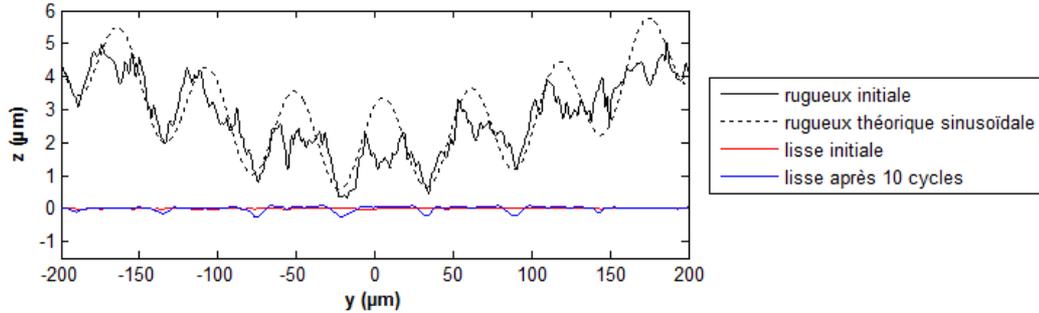


FIGURE 3.15: Simulation de contact entre galets : Bombé sinusoidal/Cylindrique lisse.

Galet	Rx (mm)	Ry (mm)	Longueur d'onde $\lambda$ ( $\mu\text{m}$ )	Amplitude $A$ ( $\mu\text{m}$ )
Bombé sinusoidal :	12,5	6,25	56	2,8
Cylindrique lisse :	12,5	$\infty$	-	-

TABLE 3.6: Caractéristiques des galets pour la simulation d'une rugosité sinusoidale proche du réel

## Résultat de simulation

Comme montré figure 3.16, la rugosité considérée par cette simulation est au plus proche de la rugosité réelle. Il n'y a pas d'aspérité au centre du contact, l'aspérité qui s'apparente à l'aspérité centrale se situe à  $y=-22,5\mu\text{m}$  et la pression exercée est la plus forte 6,4GPa (tableau 3.7), soit 3,2 fois plus grande que la contrainte de Hertz. A  $y=196\mu\text{m}$ , une aspérité situé en dehors de la zone théorique de contact est néanmoins à l'intérieur de la zone de contact réelle.

Comme précédemment, les contraintes normales et les déformations plastiques sont négatives (compression) suivant la normale au contact et positives (traction) dans la largeur du contact. La pression exercée étant plus importante que celle transmise lors des simulations précédentes, les déformations et contraintes sont elles aussi plus importantes. Les contraintes normales sont en moyenne 1,7 fois plus grandes pour une pression de Hertz 2 fois plus grande.

Bien que globalement le contact reste Hertzien ( $P_H < 2.8k$ ), localement il y a plastification. La contrainte de Von Mises  $\sigma_{VM}$  maximale est de 1,8GPa et est située à  $y=-22.3\mu\text{m}$  et  $z=-6.4\mu\text{m}$ . Comme  $k < \sigma_{VM} < 2k$ , il y a adaptation à l'état stabilisé pour des zones dans lesquelles la contrainte de Von Mises est supérieure à 1GPa (en gris sur figure 3.16). Cette zone représente 9.8% de la zone discrétisée.

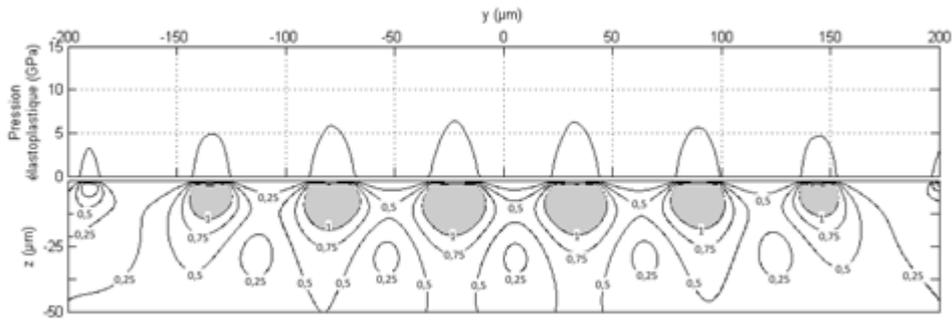


FIGURE 3.16: Pression et contrainte de Von Mises associée pour  $x=0\mu\text{m}$  (en GPa).

(MPa)	Pression	$\sigma_{xx}$	$\sigma_{xy}$	$\sigma_{xz}$	$\sigma_{yy}$	$\sigma_{yz}$	$\sigma_{zz}$	$\sigma_{VM}$
Min	0	-5475	0	0	-6242	-1460	-6391	17
Max	6391	-88	0	0	148	1460	0	1796

(MPa)	$\varepsilon_{\text{éq}}^p$	$\varepsilon_{xx}^p$	$\varepsilon_{yy}^p$	$\varepsilon_{yz}^p$	$\varepsilon_{zz}^p$	$\sigma_{xx}^r$	$\sigma_{yy}^r$	$\sigma_{yz}^r$	$\sigma_{zz}^r$
Min	0	$-10.10^{-4}$	$-72.10^{-4}$	$-160.10^{-4}$	$-226.10^{-4}$	-773	-1258	-501	-645
Max	$254^{-4}$	$14.10^{-4}$	$213.10^{-4}$	$158.10^{-4}$	$60.10^{-4}$	859	2863	512	777

TABLE 3.7: Simulation du contact élastoplastique proche du réel : Pression, contraintes élastoplastiques, contrainte de Von Mises, déformations élastoplastiques et contraintes résiduelles.

### Comparaison à une rugosité réelle

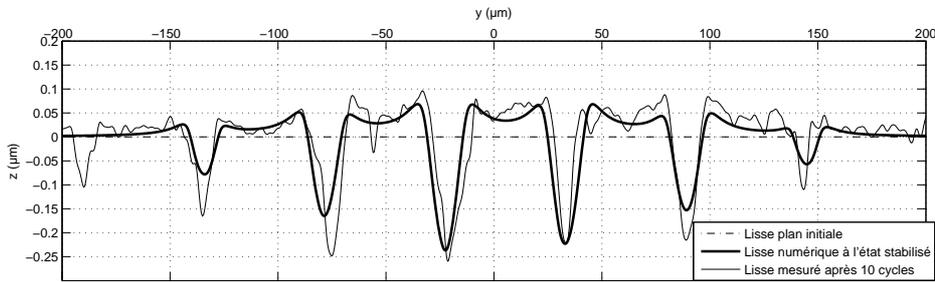


FIGURE 3.17: Profil à l'état stabilisé du contact élastoplastique Sinus/Plan.

Un profil, extrait à  $x=0\mu\text{m}$ , de la déformée de la surface lisse obtenue numériquement est comparé à celui mesuré à l'état stabilisé, c'est-à-dire après 10 cycles (figure 3.17). Sur les 8 aspérités en contact, seules 6 ont des pressions exercées suffisamment grandes pour déformer plastiquement le galet lisse. Sur le profil mesuré, 7 empreintes apparaissent, l'aspérité à  $y=-190\mu\text{m}$  n'a pas généré de déformation plastique.

La profondeur d'empreinte  $e$  est à peu près la même entre les deux profils pour  $y=-22\mu\text{m}$  ( $e=0.25\mu\text{m}$ ) et  $y=33\mu\text{m}$  ( $e=0.22\mu\text{m}$ ) mais ce n'est pas le cas des autres empreintes.

Malgré ces différences, le profil numérique a des largeurs d'empreintes  $l$  qui correspondent à celles du profil mesuré. Pour l'aspérité la plus chargée à  $y=-22\mu\text{m}$ ,  $l=46\mu\text{m}$  pour une largeur de contact d'aspérité de  $24.5\mu\text{m}$ . Les sommets en flancs d'empreintes, appelés aussi "bourrelets", sont également cohérents avec le profil mesuré, néanmoins ils restent approximatifs car le galet lisse

numérique initial est considéré parfaitement lisse.

Ces différences entre les profils réels et les profils numériques sont dues aux simplifications géométriques : la surface numérique rugueuse est approximée par une sinusoïdale et la surface en regard est supposée parfaitement lisse.

On a pu voir ici la nécessité de prendre en compte les rugosités réelles antagonistes dans la simulation élastoplastique d'un contact roulant à cette échelle de précision (microgéométrie) afin de conclure sur l'expérimentation et la méthode de calcul mises en oeuvre.

### 3.4.3 Surfaces à rugosités réelles

#### Contact simulé

Le contact simulé utilise comme données d'entrée les rugosités initiales (0 cycle) réelles mesurées antagonistes, obtenues expérimentalement comme expliqué section 3.2. Les micro et macro-géométries sont montrées figure 3.18. Le profil lisse à 0 cycle est positionné plus précisément suivant y grâce à la microgéométrie du profil lisse après 10 cycles.

Le contact correspond à deux galets en roulement dont l'un est 60 fois plus rugueux que l'autre. Les caractéristiques sont présentées dans le tableau 4.3.

Les propriétés de l'acier 100Cr6 utilisées, figurent tableau 3.1. La charge appliquée est de 121N soit, ce qui correspond à une pression maximale de Hertz de  $p_H=2\text{GPa}$  et une demi-largeur de contact de  $a=170\mu\text{m}$ .

Les paramètres de simulation (cf 3.3.3), imposent des profils de rugosité constants suivant x, le sens de roulement. La zone discrétisée a les dimensions suivantes  $400 \times 400 \times 50 \mu\text{m}^3$  et les éléments de maillage mesurent :  $4 \times 0,5 \times 0,5 \mu\text{m}^3$ .

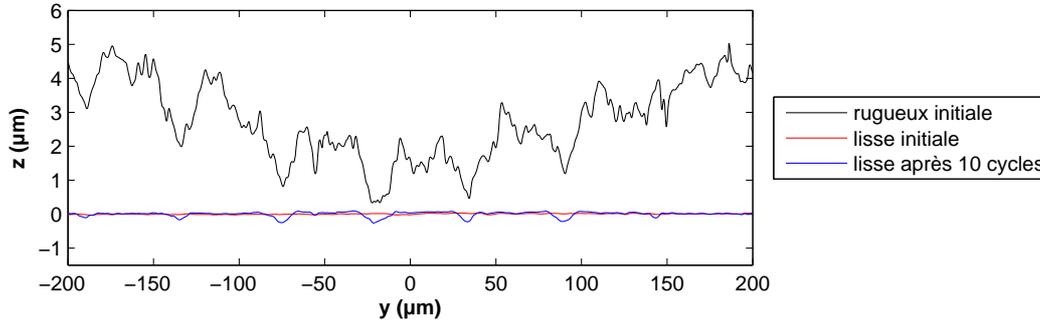


FIGURE 3.18: Simulation de contact : profils mesurés extraits antagonistes des surfaces rugueuse et lisse.

Galet	Rx (mm)	Ry (mm)	Ra	Longueur d'onde $\lambda$ ( $\mu\text{m}$ )
Bombé :	12,5	6,25	0,60	56
Cylindrique :	12,5	$\infty$	0,01	-

TABLE 3.8: Caractéristiques des galets pour la simulation considérant les rugosités réelles.

#### Résultat de simulation

De la même manière que précédemment, on analyse la distribution de pression et la contrainte de Von Mises pour comprendre l'impact des déformations plastiques sur le comportement du matériau.

A la différence de la simulation à rugosités réelles simplifiées par une sinusoïdale (cf figure

3.18), le contact élastoplastique se limite ici à  $400\mu\text{m}$  à cause de l'irrégularité de la rugosité réelle. La pression maximale est de  $10\text{GPa}$  à  $y=150\mu\text{m}$  et  $y=35\mu\text{m}$ . Précédemment la pression maximale était de  $6,4\text{GPa}$  à  $y=-22,5\mu\text{m}$ . La pression moyenne est la même pour la rugosité simplifiée et réelle, soit de  $682\text{MPa}$ , mais la distribution est totalement différente laissant place à des pics issus d'une rugosité non homogène.

Sur le tableau 3.9, on remarque également que les contraintes normales et les déformations plastiques sont en compression dans la direction de la normale au contact  $\vec{z}$ , mais en traction suivant la largeur du contact. Cette distribution non homogène met en évidence l'interaction entre les aspérités qui ne peuvent être considérées indépendantes les unes des autres. Ceci est corroboré par la distribution des contraintes de Von Mises.

Les contraintes de Von Mises supérieures à  $1\text{GPa}$  correspondent aux parties grises. Elles représentent comme précédemment  $9,8\%$  de la zone discrétisée. En ces points on a  $1 < \sigma_{VM}/k < 2k$  avec  $k=1\text{GPa}$  la limite élastique. Cette zone représente le domaine où il y a déformation plastique et adaptation à l'état stabilisé. Ainsi, la taille de la zone plastique est la même que celle obtenue pour la rugosité simplifiée mais sa distribution est très différente.

La zone en noir correspond à  $\sigma_{VM}/k > 2k$  c'est la zone dite d'accommodation et elle représente  $2\%$  de la zone d'adaptation. L'intégrale de la pression en dessous de ces zones accommodées représentent seulement  $0,2\%$  de la charge totale.

En conclusion, bien que les données de pressions moyennes ou la taille de la zone plastifiée soient les mêmes, les distributions et les maxima sont quant à eux différents. En effet, on voit apparaître des pics de pression et de très faibles zones d'accommodation qui montrent les zones les plus sollicitées qui sont non visibles sur des simulations à rugosités simplifiées ou filtrées.

Ces résultats confirment l'hypothèse de l'état stabilisé obtenu pour  $\sigma_{VM}/k < 2k$ .

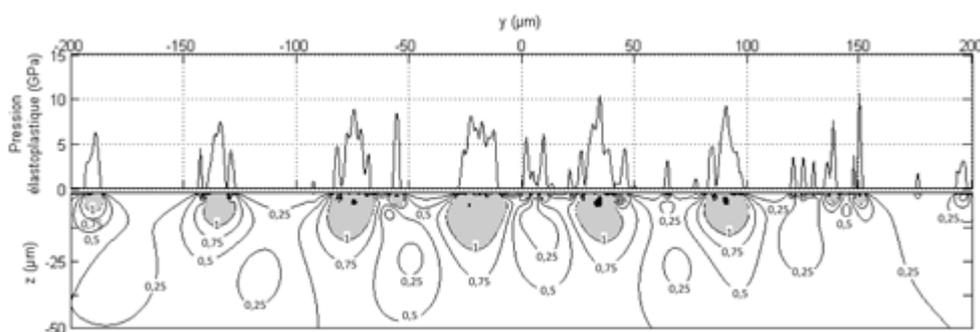


FIGURE 3.19: Pression et contrainte de Von Mises associée pour  $x=0\mu\text{m}$  (en GPa).

(MPa)	Pression	$\sigma_{xx}$	$\sigma_{xy}$	$\sigma_{xz}$	$\sigma_{yy}$	$\sigma_{yz}$	$\sigma_{zz}$	$\sigma_{VM}$
Min	0	-8 921	0	0	-10448	-1957	-10565	14
Max	10565	86	0	0	163	2128	0	2899

(MPa)	$\varepsilon_{\acute{e}q}^p$	$\varepsilon_{xx}^p$	$\varepsilon_{yy}^p$	$\varepsilon_{yz}^p$	$\varepsilon_{zz}^p$	$\sigma_{xx}^r$	$\sigma_{yy}^r$	$\sigma_{yz}^r$	$\sigma_{zz}^r$
Min	0	$-11.10^{-4}$	$-172.10^{-4}$	$-357.10^{-4}$	$-606.10^{-4}$	-1348	-3700	-768	-1157
Max	$708^{-4}$	$26.10^{-4}$	$581.10^{-4}$	$431.10^{-4}$	$153.10^{-4}$	1795	5982	668	958

TABLE 3.9: Simulation du contact élastoplastique réelle : Pression, contraintes élastoplastiques, contrainte de Von Mises, déformations élastoplastiques et contraintes résiduelles.

## Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques

La comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques porte sur les déformées de surface. Sur la figure 3.20 sont présentés trois profils du galet lisse :

- en rouge : le profil initial mesuré, c'est-à-dire à 0 cycle.
- en bleu : le profil mesuré à l'état stabilisé, c'est-à-dire après 10 cycles.
- en vert : le profil numérique obtenu à partir de la simulation des profils rugueux et lisse antagonistes initiaux mesurés (0 cycles).

D'un point de vue global, une bonne corrélation est obtenue entre les profils mesuré et celui déterminé numériquement. En effet, les profondeurs et largeurs d'empreintes sont très similaires. De plus, les bourrelets en flancs d'empreintes sont quasi-identiques.

Plus précisément, les empreintes apparaissent aux mêmes positions suivant  $y$ , ce qui démontre une bonne relocalisation. Les profondeurs des empreintes sont respectivement concordantes entre celles mesurées et celles calculées, ce qui montre la bonne position du centre d'application de la charge sur le contact. Enfin, entre chaque aspérité la rugosité initiale est préservée et influence la microgéométrie des bourrelets dans le bon sens, ce qui montre que les bons profils antagonistes ont été utilisés.

Finalement, cette bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et numériques permet de valider le modèle numérique employé et la pertinence des résultats numériques additionnées aux observations expérimentales.

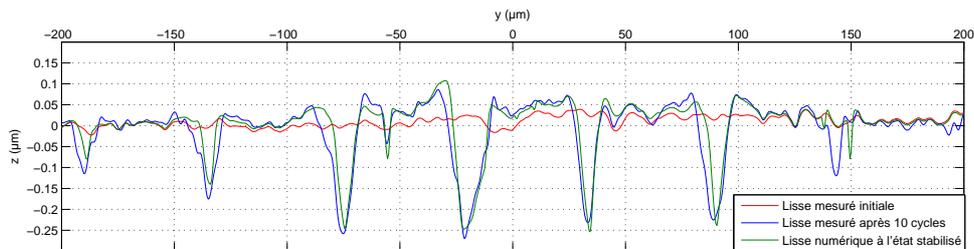


FIGURE 3.20: Comparaison expérimentale (0 et 10 cycles) et numérique de la déformée de surface (état stabilisé).

## 3.5 Conclusion

Dans ce chapitre, le rodage des surfaces a été étudié expérimentalement et numériquement. Afin de valider des résultats issus de simulations numériques par des résultats expérimentaux, une méthode a été mise en place.

Dans un premier temps, un protocole expérimental précis a été mis en oeuvre dans le but de suivre et de mesurer cycle après cycle les mêmes surfaces et les mêmes profils qui ont été en contact (antagonistes) au dixième de micromètre près. D'après la littérature et les observations expérimentales, le rodage est établi après 10 cycles.

Dans un second temps, le modèle élastoplastique semi-analytique de Mayeur et al. [MAY 95] basé sur la méthode directe de résolution à l'état stabilisé est présenté. Cette méthode a l'avantage d'être rapide et robuste malgré le nombre de points important que demande la discrétisation d'une rugosité réelle. Ce modèle permet de résoudre les contacts à chargement cyclique, comme les contacts roulants, en trois dimensions.

Par la suite le modèle a été testé et validé sur des cas simples, proches des conditions géométriques et des conditions de chargement, du contact expérimentalement étudié. Dans ces différents cas, l'importance de la définition fine de la microgéométrie et l'utilisation d'un modèle élastoplastique a été montré.

Usuellement les modèles sont validés en les comparant à d'autres modèles. Ici on propose une méthode entre numérique et expérimentale. En fait, les surfaces antagonistes issues de mesures sont utilisées comme données d'entrée dans ce modèle élastoplastique. La déformée de surface numériquement obtenue à l'état stabilisé est comparée à celle mesurée expérimentalement à la fin du rodage, c'est-à-dire après 10 cycles. La bonne superposition de ces résultats permet de valider cette méthode et les résultats numériques tels que les contraintes résiduelles et déformations plastiques.



## Chapitre 4

# Application et comparaison de critères de fatigue multiaxiaux dans un contact rugueux

### Contents

---

4.1	Introduction . . . . .	<b>76</b>
4.2	Expérimental . . . . .	<b>76</b>
4.2.1	Formation du micro-écaillage . . . . .	76
4.2.2	Mise en parallèle des résultats quantitatifs et qualitatifs . . . . .	77
4.2.3	Fissures dans la couche superficielle . . . . .	80
4.3	Présentation des critères multiaxiaux utilisés . . . . .	<b>82</b>
4.3.1	Contraintes usuelles des critères multiaxiaux . . . . .	82
4.3.2	Mise en équations des critères multiaxiaux . . . . .	86
4.4	Résultats et discussions . . . . .	<b>87</b>
4.4.1	Comparaison des critères pour le matériau des essais . . . . .	87
4.4.2	Comportement des critères en fonction des matériaux . . . . .	90
4.4.3	Comparaison aux observations expérimentales . . . . .	92
4.5	Conclusion . . . . .	<b>94</b>

---

## 4.1 Introduction

Dans le but de prédire l'apparition de micro-écaillage, les résultats issus de l'expérimentation sur  $\mu$ MaG du chapitre 2 et des simulations du chapitre 3 vont être exploités conjointement. A travers les travaux expérimentaux précédents, nous avons montré l'importance du rodage sur le conditionnement des surfaces jusqu'à l'endommagement. Dans le chapitre 3, le modèle élastoplastique et les hypothèses formulées dans le cadre de son application au contexte du contact rugueux roulant ont été validés en comparant les résultats numériques obtenus avec les résultats expérimentaux.

Le chapitre est organisé en trois parties. Dans la première, la formation des micro-écailles pendant les essais sur les galets sur  $\mu$ MaG est étudiée. La seule observation qualitative de la surface ne permet pas de comprendre le mécanisme de formation du micro-écaillage. Une analyse combinée des résultats qualitatifs et quantitatifs en surface est nécessaire. Cette analyse combinée permet de déterminer des lieux pertinents pour la découpe des galets. L'observation en volume est également réalisée après découpe des galets.

Dans un deuxième temps nous allons utiliser des critères de fatigue afin de déterminer numériquement les sites potentiels d'endommagement et les facettes les plus sollicitées. Pour cela, une revue non exhaustive des principaux critères disponibles dans le cadre de la fatigue multiaxiale est présentée. Les définitions et notations de ces différents critères de fatigue multiaxiaux, sélectionnés ici, sont présentées et reformulées.

Enfin, les résultats issus de ces critères sont comparés entre eux, pour le matériau de cette étude, l'acier 100Cr6 et d'une façon plus générale pour le contact roulant à surface sinusoïdale sur lisse. Une comparaison entre ces différents résultats et les observations expérimentales, permettra de déterminer le critère le plus approprié sur cette étude. Ce critère est finalement appliqué au contact roulant à rugosité réelle dont la résolution a été réalisée section 3.4.3.

## 4.2 Expérimental

### 4.2.1 Formation du micro-écaillage

Les conclusions importantes du chapitre 2 mettent en évidence :

- l'impossibilité d'effectuer un suivi pertinent des surfaces des galets rugueux en fonction des cycles, du fait même de l'importance de la rugosité ;
- l'analyse quantitative montre la stabilisation du profil des rugosités dans les premiers cycles correspondant au rodage, sans évolution notable ensuite jusqu'à 1 000 000 de cycles (figures 2.11 et 2.13.a).

Nous allons nous concentrer alors sur l'observation des galets lisses. Le premier endommagement observable est l'apparition de micro-fissures en surface. Ces fissures sont très petites et déterminent l'amorçage de micro-écaillage.

A partir de 500 000 cycles, l'apparition de micro-écailles en surface est observée (figures 2.9, 2.10 et 2.11). Pour tous les essais réalisés ces micro-écailles se développent parallèlement au sens de roulement et se propagent en formant un réseau de multi-fissures connectées (figure 2.12).

La détection de ces micro-écailles et le nombre de cycles correspondant est obtenu grâce aux relevés topographiques et aux extractions de profils. L'essai est alors définitivement stoppé et les galets découpés. Sur la figure 4.1, un profil de la topographie de surface du galet lisse de l'essai E1 après 1 000 000 cycles est extrait. Le profil de rugosité est mis en correspondance avec la topographie. Les traits verticaux en pointillés rouge repèrent l'extrémité de chaque lèvres et les zones vertes correspondent aux creux des micro-écailles (figure 2.12). Les lèvres des micro-écailles correspondent

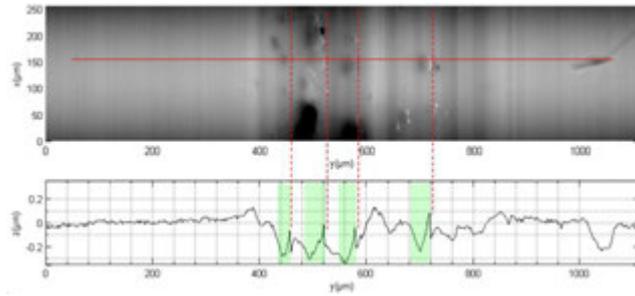


FIGURE 4.1: Topographie et profil extraits à 1 000 000 cycles.

à un pic de rugosité. Les valeurs de ces pics ne sont néanmoins pas représentatifs des hauteurs réelles des lèvres des micro-écailles. En effet, ces pics indiquent une pente locale importante difficilement mesurable par les rayons optiques du rugosimètre.

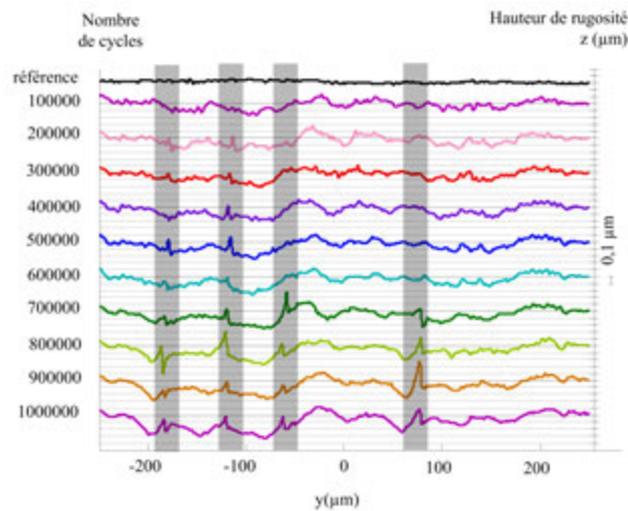


FIGURE 4.2: Apparition du micro-écaillage (zones grises). Les profils sont extraits au même lieu sur le galet lisse de l'essai E1 (H1/polie), en fonction des cycles. Cycles représentés : 0, 100000, 200000, 300000, 400000, 500000, 600000, 700000, 800000, 900000, 1000000.

Les pics de rugosité, caractéristiques de la présence de micro-écailles, permettent de déterminer le nombre de cycles à l'amorçage. Sur la figure 4.2, un profil de rugosité est extrait sur le même emplacement au cours des cycles. Les zones en gris représentent les zones où se développent les micro-écailles. Le nombre de cycles correspondant à l'amorçage est variable : 200 000 ou 700 000 cycles sont ainsi nécessaires pour amorcées des micro-écailles situées à  $-185$  et  $75 \mu\text{m}$  respectivement. En moyenne, leur détection sous microscope est possible à partir de 500 000 cycles. Pour l'observation après découpe, on choisit d'arrêter l'essai à 1 000 000 cycles ce qui permet d'observer sur le même galet des micro-écailles avec et sans arrachement de matière.

#### 4.2.2 Mise en parallèle des résultats quantitatifs et qualitatifs

Les observations précédentes permettent de quantifier le nombre de cycles correspondant à l'amorçage de micro-écailles et de définir leur forme en surface. Dans cette partie on s'intéresse à la

propagation de ces micro-écailles en volume. Pour cela il est nécessaire d'effectuer une découpe des galets. Cette découpe est réalisée perpendiculairement à la direction de roulement à 1 000 000 cycles.

La localisation de la découpe est définie préalablement. Des observations sont réalisées au microscope pour sélectionner une zone intéressante. Néanmoins, il reste difficile d'obtenir une correspondance entre les résultats qualitatifs et quantitatifs ce qui limite la pertinence des observations.

Dans ces travaux, le suivi précis et continu des surfaces permet de faire correspondre les images sous microscope des surfaces avec les relevés topographiques effectués aux mêmes lieux.

- Sur les figures 4.4.a et 4.5.a sont encadrées en rouge les zones où les relevés topographiques ont été effectués (figures 4.4.b et 4.5.b).
- Dans la section précédente (§4.2.1), on a vu que la présence de pics de rugosité sur les profils extraits de topographies est caractéristique de micro-écailles. Un profil de topographie pertinent est repéré, en vert sur les figures (a) et (b), une découpe est effectuée à cet emplacement avec polissage des surfaces des galets.
- Les profils représentés en rouge sont superposés sur les photographies des galets aux lieux des découpes correspondantes (figures 4.4.c et 4.5.c).

Cette analyse combinée, permet de repérer sur l'essai E1, un plan de coupe pertinent sur lequel des données relatives à différentes micro-écailles spatialement réparties le long de l'axe y dont les faciès sont situés différemment par rapport à l'axe  $x=x_1$  (figure 4.3). Nous définissons ainsi :

- début d'écaille pour  $y=y_1$  ;
- milieu d'écaille pour  $y=y_2$  ;
- fin d'écaille pour  $y=y_3$  ;

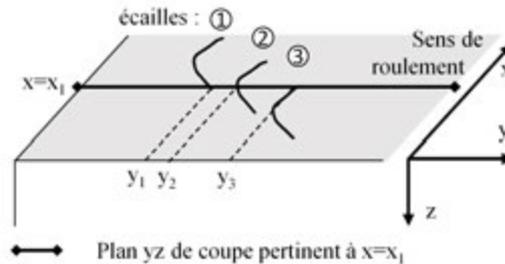


FIGURE 4.3: Schéma du plan de coupe pertinent pour différentes micro-écailles.

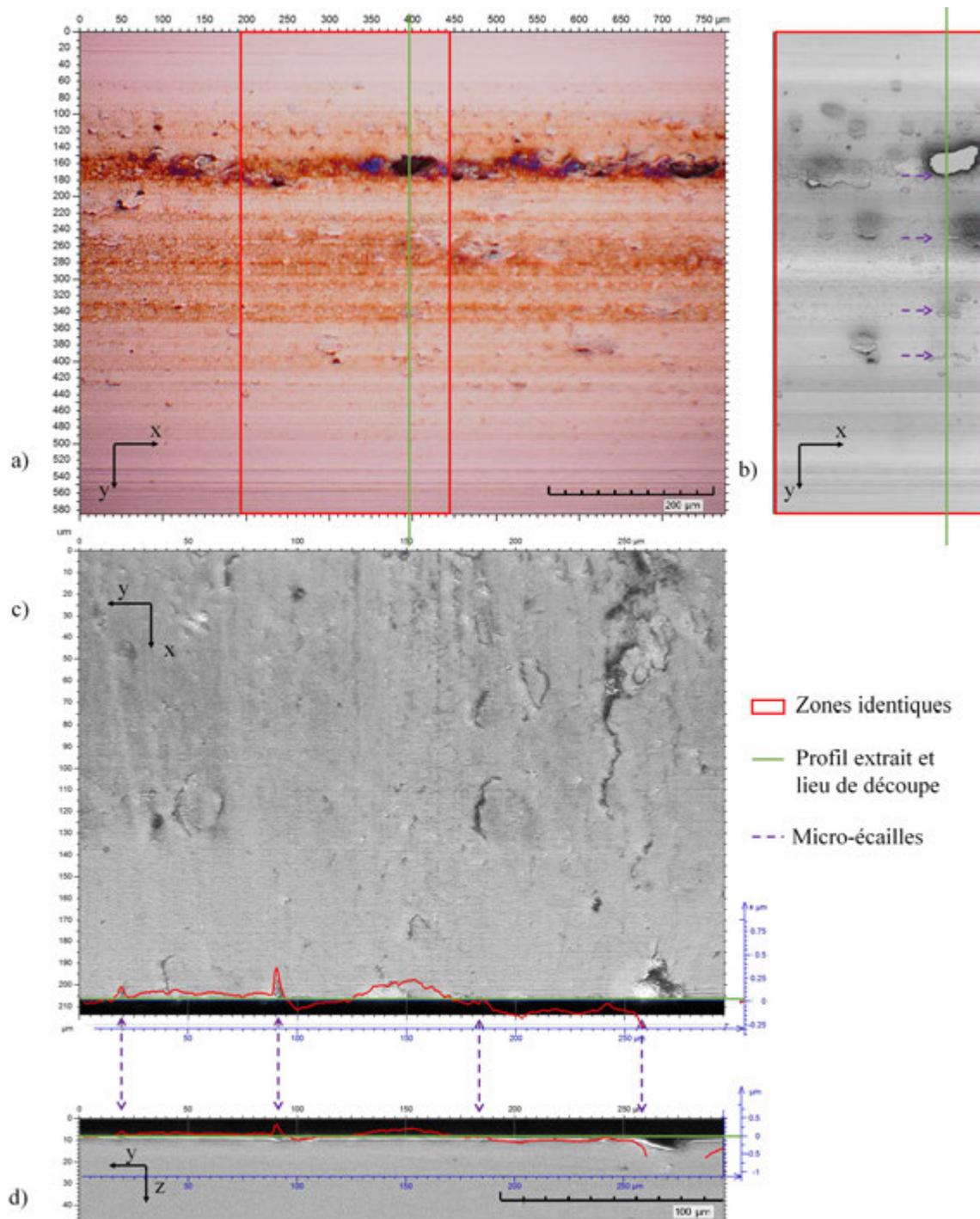
Pour l'essai E1, figure 4.4 :

- début d'écaille pour  $y=185 \mu\text{m}$  ;
- milieu d'écaille pour  $y=90 \mu\text{m}$  ;
- fin d'écaille pour  $y=20 \mu\text{m}$ .

A ces différents endroits, on observe que, lors de la découpe des galets, les lèvres des fissures ont été arrachées. Les relevés topographiques combinés aux images de découpes permettent de conserver cette information.

A  $y=255 \mu\text{m}$  un arrachement de matière est observé. Cette fois, les mesures ne permettent pas de quantifier la topographie de cette zone, d'où l'intérêt d'une découpe.

Pour l'essai E4 (figure 4.5), correspondant à un contact roulant entre un galet à stries parallèles et un galet poli, la présence des micro-écailles est moins visible sur les relevés topographiques et le profil extrait. Néanmoins, les mêmes observations concernant la présence de pics de rugosité sur les bords des empreintes sont constatées (figure 4.5.c). On suppose donc la présence en flancs de micro-écailles. En outre, l'observation sous microscope optique ne permet pas une lecture aisée des empreintes et des bourrelets de matière. Grâce au parallélisme des stries, un seul profil superposé sur l'image permet sa compréhension.



- a) Image de la surface issue du microscope  
 b) Topographie correspondante issue du rugosimètre optique.  
 c) Profil extrait de la topographie b) et mis en correspondance avec la surface découpée a) vue de dessus.  
 d) Profil extrait de la topographie b) et mis en correspondance avec la surface découpée a) vue en coupe.

FIGURE 4.4: Essai E1 (H1/polie) à 6h et 1000000 cycles : correspondances des surfaces mesurées et le profil de découpe.

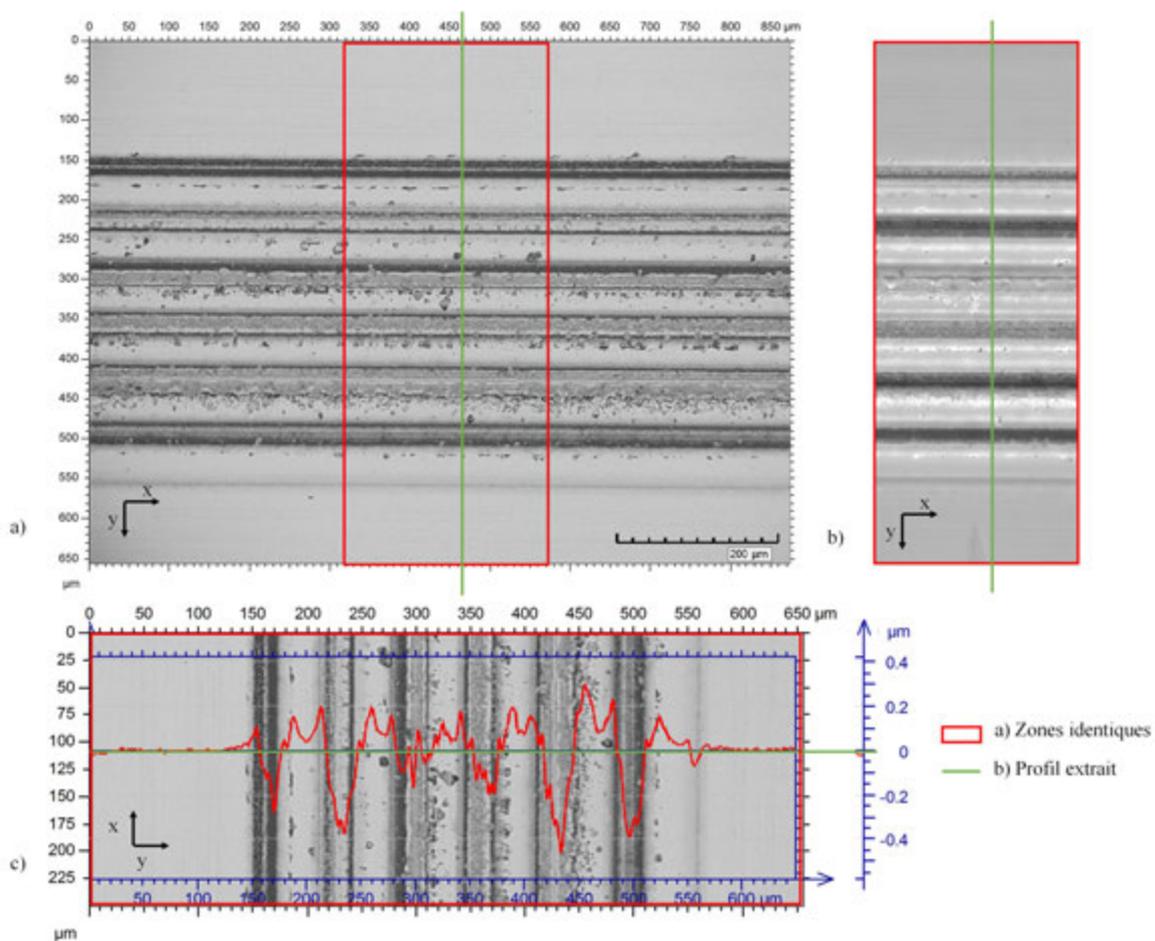


FIGURE 4.5: Essai E4 (P2/polie) à 6h et 1000000 cycles : correspondance entre surfaces mesurées et profil extrait.

(a) Image issue du microscope.

(b) Topographie correspondante issue du rugosimètre.

(c) Profil extrait en correspondance avec l'état de surface (zone rouge sur l'image (a)).

Ces analyses quantitatives et qualitatives combinées ont donc permis de :

- détecter les emplacements critiques où les coupes doivent être réalisées ;
- quantifier les observations sous microscope optique (positions lèvres et creux) ;
- connaître l'historique du lieu de coupe grâce à un relevé de profils en fonction des cycles.

Néanmoins, à cette échelle de zoom sous microscope optique ( $300 \times 45 \mu\text{m}^2$ , figure 4.5.d), on ne peut pas distinguer la présence de fissures dans le volume. Il est nécessaire d'utiliser un microscope électronique à balayage (MEB).

### 4.2.3 Fissures dans la couche superficielle

Les galets découpés sont finalement observés à l'aide d'un microscope électronique à balayage (MEB). Tous les galets ont été découpés. Par souci d'efficacité et de concision seules les observations concernant la découpe du galet lisse de l'essai E1 sont présentées, les observations réalisées sur les autres galets étant identiques.

La figure 4.7 présente les images obtenues au MEB de la surfaces lisse. Les résultats sont représentés schématiquement figure 4.6.

Dans la section précédente nous avons montré que l'analyse combinée permet d'obtenir pour le même plan de coupe, des données relatives à différentes écailles réparties spatialement le long de l'axe y sont obtenues simultanément. L'intérêt est que l'observation est réalisée sur des micro-écailles ayant subit les mêmes sollicitations.

On retrouve sur la figure 4.7 ces différents endroits, de gauche à droite : début, milieu et arrachement de matière des micro-écailles. L'observation en début et fin de micro-écaille est la même. Seule celle du début est montrée. Cette observation nous permet de conclure quant à la symétrie des fissures en début et fin de micro-écaille suivant le sens de roulement.

On remarque également que :

- les fissures semblent amorcer en surface, soit à moins de  $1\mu\text{m}$  de la surface ;
- les fissures se propagent toutes selon un angle  $\alpha_f$  dans le plan yz.

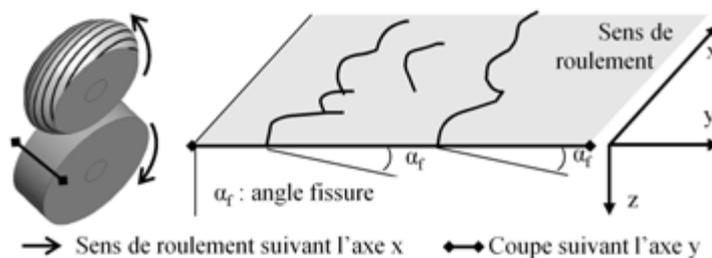


FIGURE 4.6: Schéma de découpe et des micro-écailles.

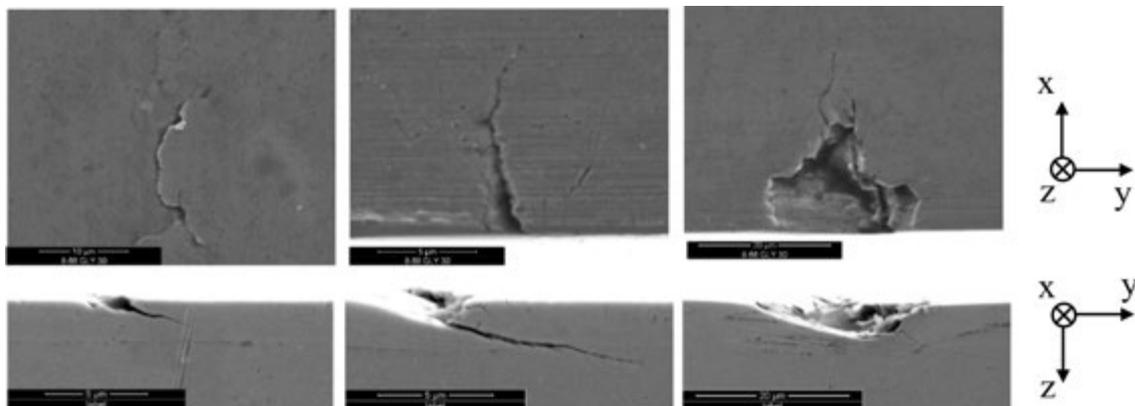


FIGURE 4.7: Image au MEB des micro-écailles. Haut : vue de dessus, plan xy. Bas : vue de coupe, plan yz.

Afin de comprendre ces observations expérimentales par des résultats numériques, on définit, dans la section suivantes, quelques critères de fatigue multiaxiaux permettant de déterminer les sites potentiels d'endommagement et les facettes les plus sollicitées.

## 4.3 Présentation des critères multiaxiaux utilisés

### 4.3.1 Contraintes usuelles des critères multiaxiaux

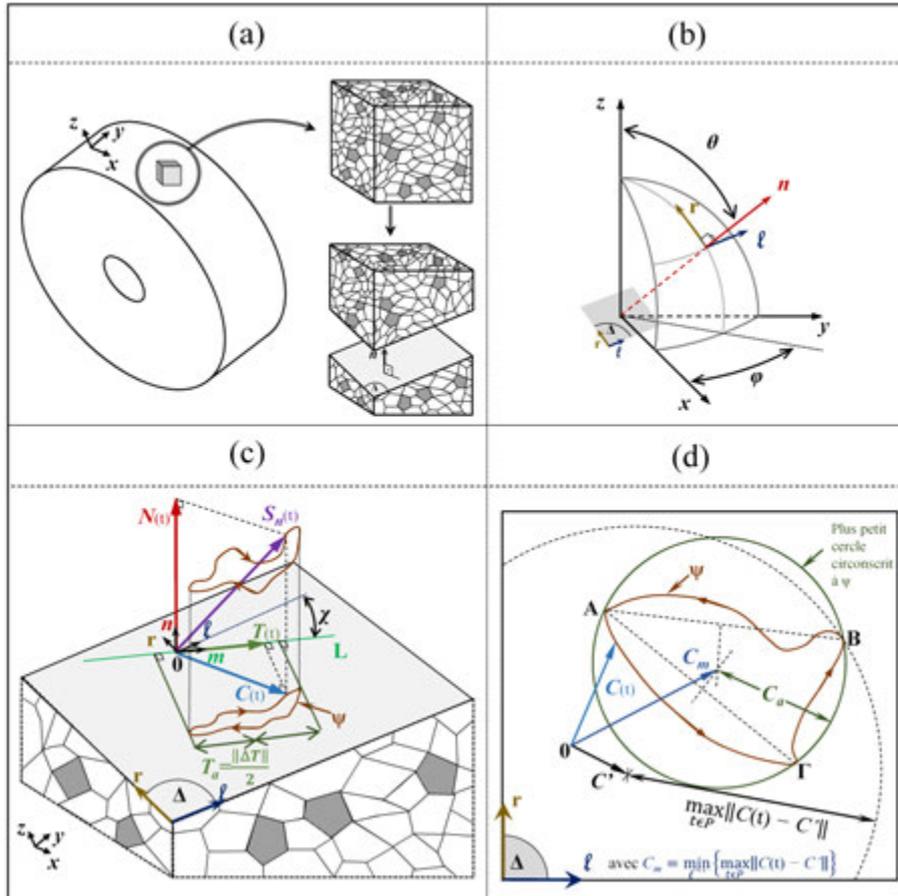


FIGURE 4.8: Définitions et notations des contraintes usuelles des critères de fatigue multiaxiaux [PAP 97].

(a) Élément de volume extrait et définition dans le volume d'une normale  $\vec{n}$ .

(b) Coordonnées de la normale  $\vec{n}$  du plan  $\Delta$  défini par les vecteurs unitaires  $\vec{r}$  et  $\vec{l}$  dans le repère  $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ .

(c) Projection orthogonale de la contrainte  $S_n$  du trajet de chargement  $\Psi$  sur le plan  $\Delta$ . Soit  $N$  et  $C$  les contraintes respectivement normale et tangente de  $S_n$ . La contrainte de cisaillement résolue  $T$  est la projection orthogonale sur la ligne  $L$  de normale  $\vec{n}$  de  $C$ .

(d) Définition du plus petit cercle circonscrit de  $C$  de centre  $C_m$  de rayon  $C_a$  suivant le trajet de chargement  $\Psi$  dans le plan  $\Delta$ .

A la fin du chapitre 1 (§ 1.4.3) nous avons rappelé que les critères de fatigue définissent un risque d'endommagement en des points critiques. Ces critères sont basés soit sur :

- la définition de plans critiques (Dang Van, Matake, Findley...),
- les contraintes équivalentes (Von Mises, Crossland, Sines, Papadopoulos...),
- l'énergie de déformation critique.

Des grandeurs telles que, contraintes de cisaillement et contraintes normales doivent être déterminées en tout point du domaine et pour tout angle. Pour cela, l'étape préliminaire consiste à calculer ces contraintes en tout point (figure 4.8.a) quelconque d'un plan  $\Delta$  de normale  $\vec{n}$ . La

normale  $\vec{n}$  est définie d'après les angles  $(\varphi, \theta)$  dans le repère  $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ . Pour cela on applique les angles d'Euler :

$$R_{xyz}(\varphi, \theta) = R_z(\varphi) R_y\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \\ = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\frac{\pi}{2} - \theta) & 0 & \sin(\frac{\pi}{2} - \theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\frac{\pi}{2} - \theta) & 0 & \cos(\frac{\pi}{2} - \theta) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi \sin \theta & -\sin \varphi & -\cos \varphi \cos \theta \\ \sin \varphi \sin \theta & \cos \varphi & -\sin \varphi \cos \theta \\ \cos \theta & 0 & \sin \theta \end{bmatrix}$$

$$\vec{n} = R_{xyz}(\varphi, \theta) \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi \sin \theta \\ \sin \varphi \sin \theta \\ \cos \theta \end{bmatrix}; \quad \vec{l} = R_{xyz}(\varphi, \theta) \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \varphi \\ \cos \varphi \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$\vec{r} = R_{xyz}(\varphi, \theta) \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos \varphi \cos \theta \\ -\sin \varphi \cos \theta \\ \sin \theta \end{bmatrix} \quad \text{et :} \quad \begin{array}{l} \vec{n} = n_x \vec{x} + n_y \vec{y} + n_z \vec{z} \\ \vec{l} = l_x \vec{x} + l_y \vec{y} + l_z \vec{z} \\ \vec{r} = r_x \vec{x} + r_y \vec{y} + r_z \vec{z} \end{array}$$

D'après la figure 4.8.b, on définit le vecteur contrainte  $\vec{S}_n$  du tenseur des contraintes  $\sigma$  comme suit :

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \Rightarrow \vec{S}_n = \sigma \cdot \vec{n} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \cos \varphi \sin \theta + \sigma_{xy} \sin \varphi \sin \theta + \sigma_{xz} \cos \theta \\ \sigma_{yx} \cos \varphi \sin \theta + \sigma_{yy} \sin \varphi \sin \theta + \sigma_{yz} \cos \theta \\ \sigma_{zx} \cos \varphi \sin \theta + \sigma_{zy} \sin \varphi \sin \theta + \sigma_{zz} \cos \theta \end{bmatrix}$$

$$\text{et : } \vec{S}_n = S_{nx} \vec{x} + S_{ny} \vec{y} + S_{nz} \vec{z}$$

$\vec{N}$  est la projection orthogonale du vecteur contrainte  $\vec{S}_n$  sur  $\vec{n}$  et on définit la contrainte normale maximale ( $N_{max}$ ), en amplitude ( $N_a$ ) et moyenne ( $N_m$ ) comme suit :

$$\vec{N} = \left( \vec{n} \cdot \vec{S}_n \right) \vec{n} \quad \Rightarrow \quad \|N\| = \vec{n} \cdot \vec{S}_n = \vec{n} \cdot \sigma \cdot \vec{n}$$

$$\text{et} \quad \left\{ \begin{array}{l} \vec{N} = N_x \vec{x} + N_y \vec{y} + N_z \vec{z} \\ N_{max}(\varphi, \theta) = \max_{t \in P} \left( \vec{n} \cdot \sigma_{(t)} \cdot \vec{n} \right) \\ N_a(\varphi, \theta) = \frac{1}{2} \left\{ \max_{t \in P} \left( \vec{n} \cdot \sigma_{(t)} \cdot \vec{n} \right) - \min_{t \in P} \left( \vec{n} \cdot \sigma_{(t)} \cdot \vec{n} \right) \right\} \\ N_m(\varphi, \theta) = \frac{1}{2} \left\{ \max_{t \in P} \left( \vec{n} \cdot \sigma_{(t)} \cdot \vec{n} \right) + \min_{t \in P} \left( \vec{n} \cdot \sigma_{(t)} \cdot \vec{n} \right) \right\} \end{array} \right.$$

De la même manière,  $\vec{C}$  est la projection orthogonale du vecteur contrainte  $\vec{S}_n$  sur le plan  $\Delta$  défini comme suit :

$$\vec{C} = \vec{S}_n - \vec{N} \quad \Rightarrow \quad \vec{C} = \sigma \cdot \vec{n} - \left( \vec{n} \cdot \sigma \cdot \vec{n} \right) \vec{n} \quad \text{et} \quad \vec{C} = C_x \vec{x} + C_y \vec{y} + C_z \vec{z}$$

La contrainte résolue  $\vec{T}$  est la projection orthogonale du vecteur contrainte tangent  $\vec{C}$  sur une ligne  $L$ . La ligne  $L$  est définie par le vecteur unitaire  $\vec{m}$  appartenant au plan  $\Delta$  et faisant un angle  $\chi$  avec le vecteur unitaire  $\vec{l}$ .

Ainsi, la nouvelle matrice de rotation d'Euler est définie par :

$$R_{xyz}(\varphi, \theta, \chi) = R_z(\varphi) R_y\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) R_x(\chi) \\ = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\frac{\pi}{2} - \theta) & 0 & \sin(\frac{\pi}{2} - \theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\frac{\pi}{2} - \theta) & 0 & \cos(\frac{\pi}{2} - \theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \chi & -\sin \chi \\ 0 & \sin \chi & \cos \chi \end{bmatrix}$$

$$R_{xyz}(\varphi, \theta, \chi) = \begin{bmatrix} \cos \varphi \sin \theta & -\sin \varphi \cos \chi - \cos \varphi \cos \theta \sin \chi & \sin \varphi \sin \chi - \cos \varphi \cos \theta \cos \chi \\ \sin \varphi \sin \theta & \cos \varphi \cos \chi - \sin \varphi \cos \theta \sin \chi & -\cos \varphi \sin \chi - \sin \varphi \cos \theta \cos \chi \\ \cos \theta & \sin \theta \sin \chi & \sin \theta \cos \chi \end{bmatrix}$$

$$\vec{n} = \begin{bmatrix} \cos \varphi \sin \theta \\ \sin \varphi \sin \theta \\ \cos \theta \end{bmatrix} ; \quad \vec{m} = \begin{bmatrix} -\sin \varphi \cos \chi - \cos \varphi \cos \theta \sin \chi \\ \cos \varphi \cos \chi - \sin \varphi \cos \theta \sin \chi \\ \sin \theta \sin \chi \end{bmatrix} ;$$

$$\vec{p} = \begin{bmatrix} \sin \varphi \sin \chi - \cos \varphi \cos \theta \cos \chi \\ -\cos \varphi \sin \chi - \sin \varphi \cos \theta \cos \chi \\ \sin \theta \cos \chi \end{bmatrix}$$

Finalement on a :

$$\vec{T} = (\vec{m}' \cdot \vec{C}) \vec{m} \quad \text{et} \quad \overline{T}(t) = (\vec{m}' \cdot \overline{C}(t)) \vec{m}$$

Les principaux vecteurs dépendent donc des variables suivantes :

$$\vec{S}_n(\varphi, \theta, t) ; \quad \vec{N}(\varphi, \theta, t) ; \quad \vec{C}(\varphi, \theta, t) ; \quad \vec{T}(\varphi, \theta, \chi, t) ; \quad \vec{n}(\varphi, \theta, t) ; \quad \vec{m}(\varphi, \theta, \chi, t)$$

Sur la figure 4.8.c, pour un trajet de chargement P suivant  $t$  projeté sur le plan  $\Delta$  décrivant  $\psi$ , on cherche le plus petit cercle circonscrit de centre  $C_m$ . On a alors :

$$C_a(\varphi, \theta) = \max_{t \in P} \left\| \overrightarrow{C(\varphi, \theta, t)} - \overrightarrow{C_m(\varphi, \theta, t)} \right\|$$

Pour le même trajet de chargement P suivant  $t$  projeté sur le plan  $\Delta$  décrivant  $\psi$ , on projette  $\vec{C}(\varphi, \theta, t)$  sur la droite  $L$  de vecteur  $\vec{m}(\varphi, \theta, \chi, t)$ . On obtient la contrainte de cisaillement résolue  $\vec{T}(\varphi, \theta, \chi, t)$  dont on cherche le centre  $T_m$  et l'amplitude  $T_a$  :

$$\text{et : } \begin{cases} T_a(\varphi, \theta, \chi) = \frac{1}{2} \left\{ \max_{t \in P} \left[ \overrightarrow{m'(\varphi, \theta, \chi, t)} \cdot \overrightarrow{C(\varphi, \theta, t)} \right] - \min_{t \in P} \left[ \overrightarrow{m'(\varphi, \theta, \chi, t)} \cdot \overrightarrow{C(\varphi, \theta, t)} \right] \right\} \\ T_m(\varphi, \theta, \chi) = \frac{1}{2} \left\{ \max_{t \in P} \left[ \overrightarrow{m'(\varphi, \theta, \chi, t)} \cdot \overrightarrow{C(\varphi, \theta, t)} \right] + \min_{t \in P} \left[ \overrightarrow{m'(\varphi, \theta, \chi, t)} \cdot \overrightarrow{C(\varphi, \theta, t)} \right] \right\} \end{cases}$$

On remarque que :  $\max_{\chi} (T_a(\varphi, \theta, \chi)) \leq C_a(\varphi, \theta)$ .

On s'intéresse maintenant à la définition de l'amplitude du second invariant  $\sqrt{J_{2,a}}$  de la partie déviatorique utilisée dans certains critères :

$$\sigma = s + \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma) I \quad \Rightarrow \quad s = \sigma - \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma) I$$

$$\Rightarrow \quad s = \begin{bmatrix} s_{xx} & s_{xy} & s_{xz} \\ s_{yx} & s_{yy} & s_{yz} \\ s_{zx} & s_{zy} & s_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2\sigma_{xx} - \sigma_{yy} - \sigma_{zz}}{3} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \frac{2\sigma_{yy} - \sigma_{xx} - \sigma_{zz}}{3} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \frac{2\sigma_{zz} - \sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{3} \end{bmatrix}$$

On a :

$$\sqrt{J_2} = \sqrt{\frac{1}{2} s \cdot s} = \sqrt{S \cdot S} \quad \text{avec} \quad \vec{S} : \begin{cases} S_1 = \frac{\sqrt{3}}{2} s_{xx} \\ S_2 = \frac{1}{2} (s_{yy} - s_{zz}) \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} S_3 = s_{xy} \\ S_4 = s_{xz} \\ S_5 = s_{yz} \end{cases}$$

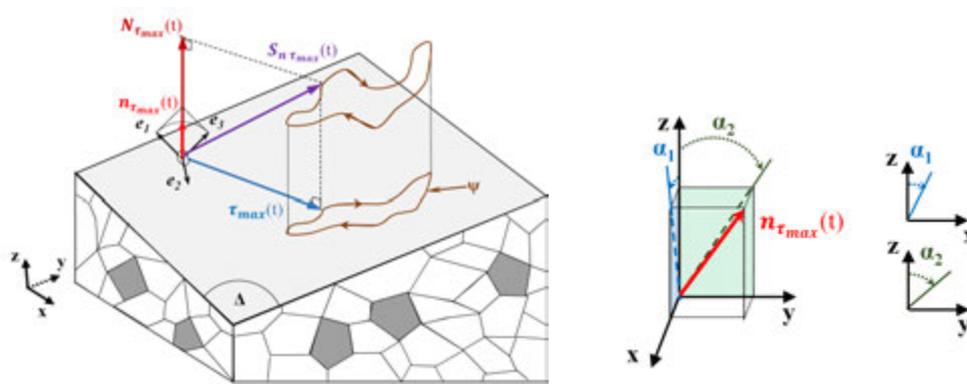
Le vecteur  $S$  décrit dans  $E_5$  une courbe fermée  $\Theta$ . De la même manière que pour le vecteur  $C$  on cherche la plus petite hypersphère de dimension 5 circonscrite à la courbe  $\Theta$ . Son centre est  $S_m$  et son rayon est égal à  $\sqrt{J_{2,a}}$  :

$$S_m : \min_{S'} \left\{ \max_{t \in P} \|S(t) - S'\| \right\} \quad \text{et} \quad \sqrt{J_{2,a}} = \max_{t \in P} \|S(t) - S_m\|$$

Enfin on définit la pression hydrostatique comme suit :  $\sigma_H(t) = \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma(t)) = \frac{1}{3} [\sigma_{xx}(t) + \sigma_{yy}(t) + \sigma_{zz}(t)]$

$$\text{et } \begin{cases} \sigma_{H,max}(t) = \max_{t \in P} \frac{\text{tr}(\sigma(t))}{3} \\ \sigma_{H,a}(t) = \frac{1}{2} \left\{ \max_{t \in P} \frac{\text{tr}(\sigma(t))}{3} - \min_{t \in P} \frac{\text{tr}(\sigma(t))}{3} \right\} \\ \sigma_{H,m}(t) = \frac{1}{2} \left\{ \max_{t \in P} \frac{\text{tr}(\sigma(t))}{3} + \min_{t \in P} \frac{\text{tr}(\sigma(t))}{3} \right\} \end{cases}$$

Pour finir, la contrainte de cisaillement est maximale ( $\overrightarrow{\tau_{max}(t)}$ ) pour une normale  $\overrightarrow{n}$  portée par  $\overrightarrow{e_1} + \overrightarrow{e_3}$  où  $(\overrightarrow{e_1}, \overrightarrow{e_2}, \overrightarrow{e_3})$  sont les vecteurs propres du tenseur des contraintes. Elle est déterminée comme suit :



$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \text{ avec } \begin{cases} \lambda_1 > \lambda_2 > \lambda_3 : \text{valeurs propres} \\ \overrightarrow{e_1}, \overrightarrow{e_2}, \overrightarrow{e_3} : \text{vecteurs propres} \end{cases}$$

$$\overrightarrow{n_{\tau_{max}(t)}} = \sqrt{\frac{1}{2}} (\overrightarrow{e_1} + \overrightarrow{e_3}) = \begin{bmatrix} n_1, \tau_{max} \\ n_2, \tau_{max} \\ n_3, \tau_{max} \end{bmatrix} \text{ et } \begin{cases} \overrightarrow{S_{n_{\tau_{max}(t)}}} = \sigma(t) \cdot \overrightarrow{n_{\tau_{max}(t)}} \\ \overrightarrow{N_{\tau_{max}(t)}} = \left( \overrightarrow{n'_{\tau_{max}(t)}} \cdot \sigma(t) \cdot \overrightarrow{n_{\tau_{max}(t)}} \right) \overrightarrow{n_{\tau_{max}(t)}} \\ \overrightarrow{\tau_{max}(t)} = \sigma(t) \cdot \overrightarrow{n_{\tau_{max}(t)}} - \left( \overrightarrow{n'_{\tau_{max}(t)}} \cdot \sigma(t) \cdot \overrightarrow{n_{\tau_{max}(t)}} \right) \overrightarrow{n_{\tau_{max}(t)}} \end{cases}$$

$$\text{avec } \begin{cases} \alpha_1 = \tan^{-1} \left( \frac{n_1, \tau_{max}}{n_3, \tau_{max}} \right) \\ \alpha_2 = \tan^{-1} \left( \frac{n_2, \tau_{max}}{n_3, \tau_{max}} \right) \end{cases}$$

On remarque que :

$$\begin{cases} \tau_{tresca}(t) = \frac{1}{2} \max \{ |\lambda_1 - \lambda_2|; |\lambda_2 - \lambda_3|; |\lambda_1 - \lambda_3| \} & (= \tau_{max}(t)) \\ \tau_{VonMises}(t) = \sqrt{\frac{1}{6} ((\lambda_1 - \lambda_2)^2 + (\lambda_2 - \lambda_3)^2 + (\lambda_3 - \lambda_1)^2)} & (\neq \tau_{max}(t) \text{ avec } \tau_{VonMises}(t) \geq \tau_{max}(t)) \end{cases}$$

Nom	Formule	$\alpha$ & $\beta$ : paramètres matériaux	References
Dang Van	$\max_t [\tau_{max}(t) + \alpha \sigma_H(t)] \leq \beta$	$\alpha = 3(\frac{t_{-1}}{f_{-1}} - \frac{1}{2}); \beta = t_{-1}$	[DAN 93b]
Papadopoulos	$\sqrt{\langle T_a^2 \rangle} = \sqrt{5} \sqrt{\frac{1}{8\pi^2} \int_{\varphi=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{\pi} \int_{\chi=0}^{2\pi} (T_a(\varphi, \theta, \chi))^2 d\chi \sin \theta d\theta d\varphi}$ $\langle N \rangle = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\int_{\varphi=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{\pi} N(\varphi, \theta) \sin \theta d\theta d\varphi}$ $\sqrt{\langle T_a^2 \rangle} + \alpha \langle N \rangle \leq \beta$ <p>Papadopoulos montre que la moyenne volumétrique de la normale <math>\langle N \rangle</math> est égale à la contrainte de pression hydrostatique <math>\sigma_H</math>.</p> $\sqrt{\langle T_a^2 \rangle} + \alpha \sigma_{H,max} \leq \beta$	$\alpha = 3\frac{t_{-1}}{f_{-1}} - \sqrt{3}; \beta = t_{-1}$	[PAP 94], [PAP 97], [YOU 96]
Matake	$(\varphi^*, \theta^*) : \max_{(\varphi, \theta)} \{C_a(\varphi, \theta)\}$ $C_a(\varphi^*, \theta^*) + \alpha N_{max}(\varphi^*, \theta^*) \leq \beta$	$\alpha = 2\frac{t_{-1}}{f_{-1}} - 1; \beta = t_{-1}$	[PAP 97]
Findley	$(\varphi^*, \theta^*) : \max_{(\varphi, \theta)} \{C_a(\varphi, \theta) + \alpha N_{max}(\varphi, \theta)\}$ $C_a(\varphi^*, \theta^*) + \alpha N_{max}(\varphi^*, \theta^*) \leq \beta$ ou $\kappa C_a(\varphi^*, \theta^*) + \mu N_{max}(\varphi^*, \theta^*) \leq \lambda$	$\alpha = \frac{2 - \frac{f_{-1}}{t_{-1}}}{2\sqrt{\frac{f_{-1}}{t_{-1}} - 1}}; \beta = \frac{f_{-1}}{\sqrt{4(\frac{f_{-1}}{t_{-1}} - 1)}}$ ou $\kappa = 2\frac{t_{-1}}{f_{-1}} \sqrt{\frac{f_{-1}}{t_{-1}} - 1}; \mu = 2\frac{t_{-1}}{f_{-1}} - 1;$ $\lambda = t_{-1}$	[PAP 97]
Crossland	$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \sigma_{H,max} \leq \beta$	$\alpha = 3\frac{t_{-1}}{f_{-1}} - \sqrt{3}; \beta = t_{-1}$	[PAP 97]
$t_{-1}/f_{-1}$ varie de 0,5 pour des métaux doux à 1 pour des métaux fragiles et durs		[PAP 97]	
On définit $k = t_{-1}/f_{-1}$			

TABLE 4.1 : Mise en équations des critères multiaxiaux.

## 4.4 Résultats et discussions

### 4.4.1 Comparaison des critères pour le matériau des essais

#### Contact simulé

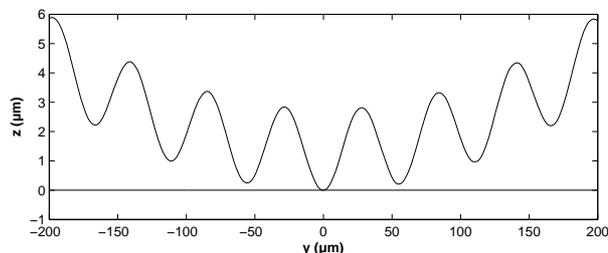


FIGURE 4.9: Simulation de contact des galets : Bombé sinusoidale/Cylindrique lisse.

Nous allons comparer les résultats obtenus avec ces différents critères. La configuration choisie correspondant au contact rugueux roulant, entre deux galets en 100Cr6, donc un galet cylindrique lisse, et l'autre bombé, avec une rugosité sinusoidale. La micro et macrogéométrie sont définies de telle sorte qu'elles correspondent aux micro et macrogéométrie de la rugosité réelle (figure 4.9). Les caractéristiques des galets simulés sont présentées tableau 4.2.

Les propriétés de l'acier 100Cr6 utilisées, sont celles présentées tableau 3.1. La charge appliquée est de 121N soit, correspondant à une pression maximale de Hertz  $p_H=2\text{GPa}$  et un rayon de contact  $a=170\mu\text{m}$ .

Comme présenté section 3.3.3, les profils de rugosité sont constants suivant x, le sens de roulement. La zone discrétisée est de  $400 \times 400 \times 50 \mu\text{m}^3$  et les éléments de maillage ont les dimensions suivantes :  $4 \times 0,5 \times 0,5 \mu\text{m}^3$ .

Galet	Rugosité	Rx (mm)	Ry (mm)	Longueur d'onde $\lambda$ ( $\mu\text{m}$ )	Amplitude A ( $\mu\text{m}$ )
Bombé	sinusoidale	12,5	6,25	56	2,8
Cylindrique	lisse	12,5	$\infty$	-	-

TABLE 4.2: Caractéristiques des galets pour la simulation d'une rugosité sinusoidale proche du réel

Le contact est résolu à l'aide du modèle de Mayeur et al. [MAY 95] présenté dans le chapitre 3. A partir de l'historique complet des contraintes  $S_n(t)$ , les différents critères sont évalués selon les formules du tableau 4.1.

#### Résultats

Les résultats des critères de Mataka (figure 4.10) et Findley (figure 4.11) sont quasi-identiques aussi bien d'après leur cartographie que leurs valeurs maximales (980MPa). La contrainte normale maximale  $N_{max}(\theta^*, \varphi^*)$  choisie par le critère de Findley est légèrement supérieure (197MPa) à celle du critère de Mataka (168MPa). En effet, la différence entre ces deux critères réside dans le choix du couple d'angle  $(\theta^*, \varphi^*)$  : même si la définition du plan critique n'est pas la même selon les deux critères, les résultats des deux critères sont identiques là où les critères sont maximum.

Ces maxima de critères et différentes contraintes maximales sont situés sous l'aspérité centrale et au centre de cette aspérité. L'angle  $\alpha_2$  de la facette la plus sollicitée d'après les critères déterminés

par  $(\theta^*, \varphi^*)$  aux points de sollicitation maximale des critères est de  $45^\circ$ . L'angle  $\alpha_1$  quant à lui est nul.

Le critère de Crossland (figure 4.12) a également son maxima sous la surface au centre de l'aspérité centrale. Néanmoins ce critère ne détermine pas de facette à sollicitation maximale puisqu'il s'agit de contraintes invariantes moyennées sur le trajet de chargement. La valeur maximale du critère de Crossland égale 1456MPa. Le critère de Crossland est le plus sévère de ceux étudiés.

Dans ces trois critères, la contrainte de cisaillement choisie est donc considéré comme néfaste pour la tenue en fatigue du matériaux face aux faibles contraintes moyenne normale ou hydrostatique retenues. Il en est de même pour le critère de Papadopoulos (figure 4.13) pour lequel la valeur maximale est située sous la surface au centre de l'aspérité centrale et est égale à 1045MPa.

Le critère de Dang Van (figure 4.14) diffère des critères précédents. En effet, il cherche la facette pour laquelle la combinaison simultanée de la contrainte de cisaillement et de la pression hydrostatique est maximale. Ainsi, il prend en compte l'effet bénéfique de la contrainte négative (de compression) de la pression hydrostatique qui au minimum est égale à -2500MPa. La contrainte maximale de cisaillement est égale à 1885MPa. Ce maximum et minimum sont tous deux situés sous le centre de l'aspérité centrale. Ces valeurs se contrebalançant, le maximum du critère n'est pas situé au centre de l'aspérité centrale mais sur le coté. L'angle  $\alpha_2$  de la facette la plus sollicitée d'après le critère n'est pas de  $45^\circ$  comme dans les critères de Matake ou Findley, mais de  $12^\circ$ .

En conclusion, afin de les comparer aux observations expérimentales, les critères peuvent être rangés dans les catégories suivantes en fonction :

- position du maximum du critère au centre de l'aspérité : Matake, Findley, Crossland et Papadopoulos ;
- angle de la facette la plus sollicitée à  $45^\circ$  : Matake et Findley.

Or les observations expérimentales indiquent :

- des lèvres de fissuration sur les cotés des empreintes d'aspérités ;
- des angles de fissuration à  $12^\circ$ .

Ainsi, le seul critère correspondant aux observations expérimentales est le critère Dang Van. Afin de d'approfondir la compréhension de ces critères dans le cas du contact roulant, on s'intéresse maintenant à l'influence des paramètres matériaux dans la section suivante.

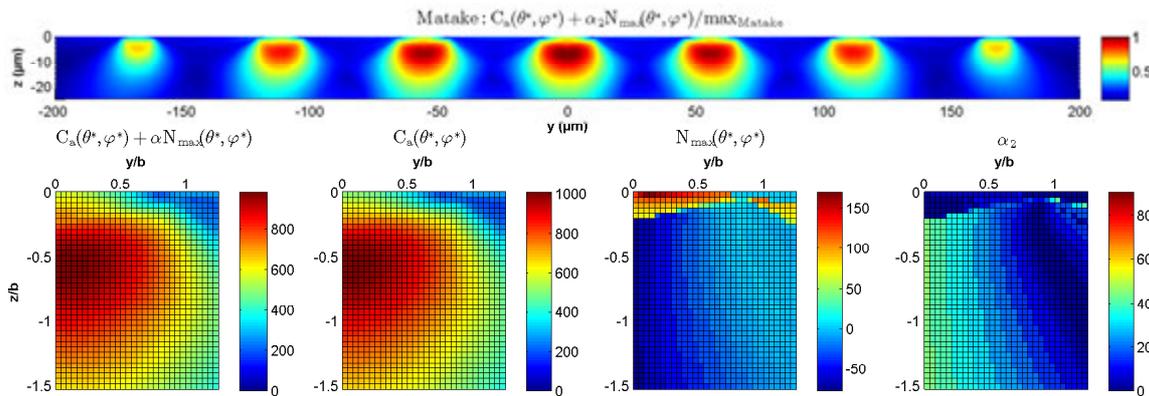


FIGURE 4.10: Critère de Matake pour  $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}} = 0,68$ .

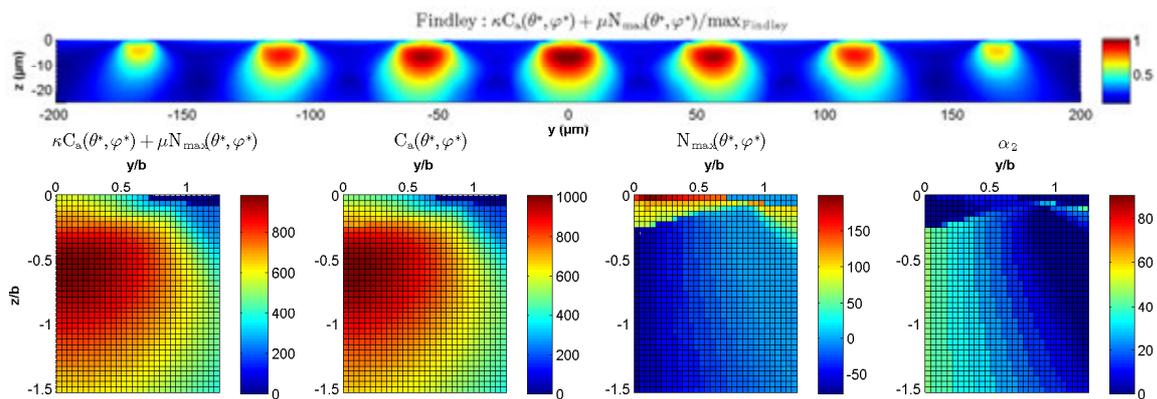


FIGURE 4.11: Critère de Findley pour  $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}} = 0,68$ .

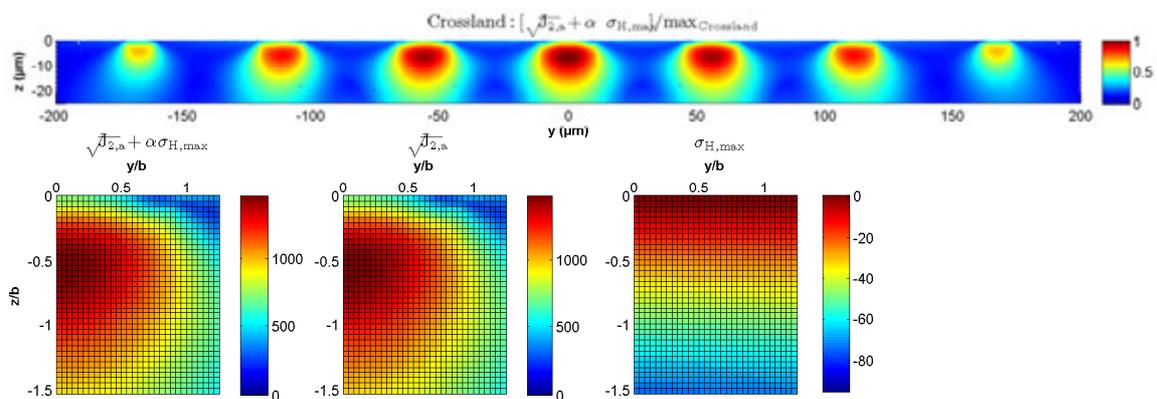


FIGURE 4.12: Critère de Crossland pour  $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}} = 0,68$ .

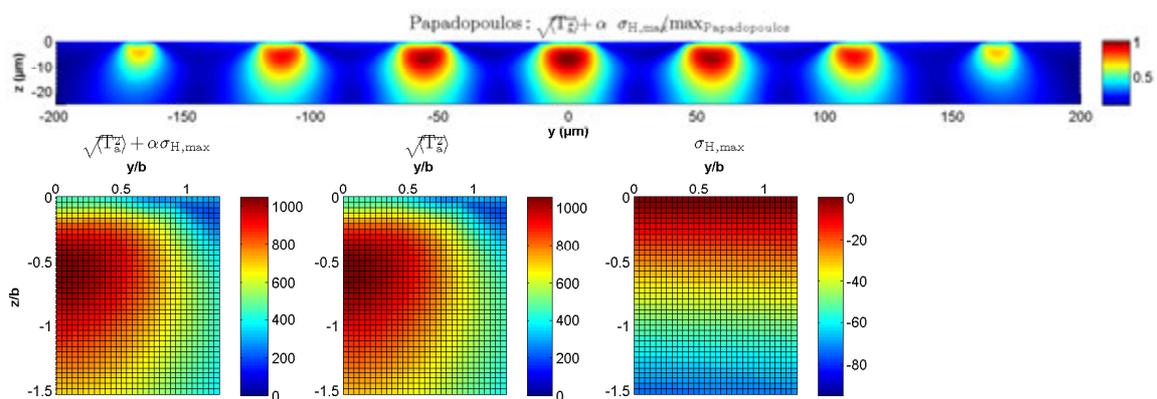


FIGURE 4.13: Critère de Papadopoulos pour  $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}} = 0,68$ .

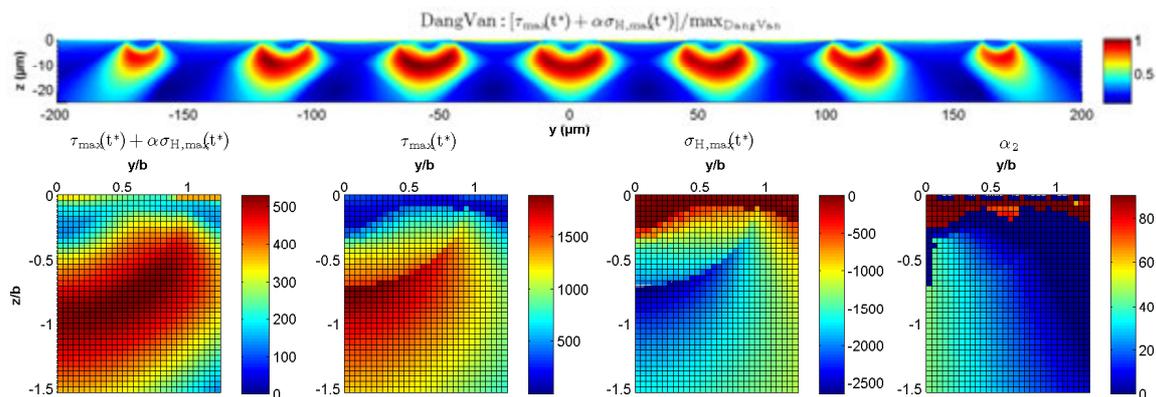


FIGURE 4.14: Critère de Dang Van pour  $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}} = 0,68$ .

## 4.4.2 Comportement des critères en fonction des matériaux

### Matériaux simulés en fonction du paramètre matériau $\alpha$ des critères

Dans cette partie on s'intéresse à l'évolution des critères en fonction des paramètres matériaux pour un matériau à module d'Young et coefficient de Poisson constants, mais en étudiant l'influence du ratio  $k = t_{-1}/f_{-1}$  sur les prédictions en fatigue. Pour  $k$  variant de 0,57 à 0,8,  $\alpha$  est déterminé pour les différents critères en utilisant les expressions définies dans le tableau 4.1. Les variations de  $\alpha$  en fonction de  $k$  sont présentées figure 4.15 pour les différents critères.

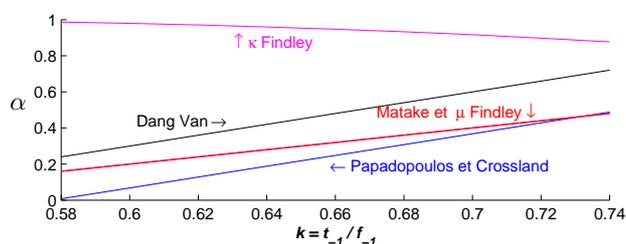


FIGURE 4.15: Paramètre matériau  $\alpha$  des critères en fonction de  $k$ .

## Résultats

Tout d'abord on s'intéresse à la sévérité des critères. Sur la figure 4.16, les valeurs maximales des critères ( $Max(\sigma_{eq})$ ) sont tracées en fonction de  $k$ .

Les points clés sont les suivants :

- le critère le plus sévère est celui de Crossland.
- toutes les valeurs maximales diminuent lorsque  $k$  augmente, c'est-à-dire lorsque le matériau devient plus fragile. Néanmoins, cette diminution est très faible pour les critères de Crossland, Papadopoulos, Matake et Findley.
- le critère de Dang Van, est très sensible aux variations de  $k$  et  $\alpha$ .

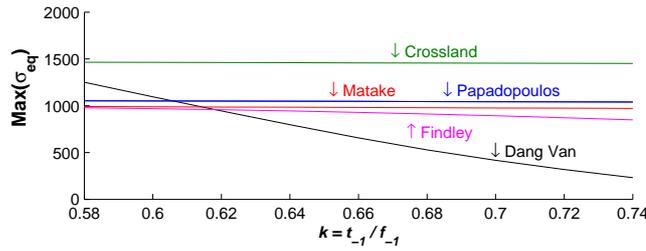


FIGURE 4.16: Valeurs maximales des critères en fonction des matériaux simulés pour  $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}}$ .

Les maxima sont situés au centre du contact sous l'aspérité centrale dont la facette la plus sollicitée forme un angle de  $\alpha_2 = 45^\circ$  sauf pour le critère de Dang Van. En effet, ce dernier a son maximum qui se décale du centre de l'aspérité et remonte vers la surface lorsque le paramètre matériau  $k = t_{-1}/f_{-1}$  augmente (figure 4.17 : la position des maxima est représenté par la ligne noire).

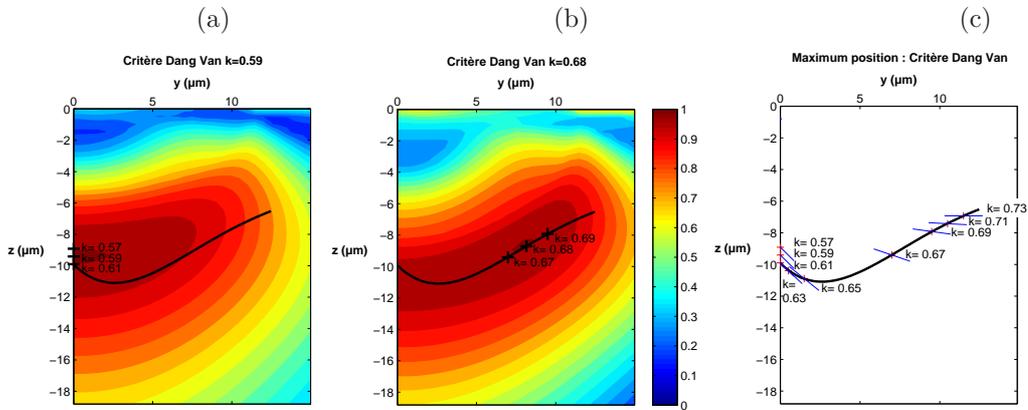


FIGURE 4.17: Valeur du critère de Dang Van en fonction de  $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}}$ ,  $k = 0,59$  et  $k = 0,68$ . Angle  $\alpha_2$  en bleu en fonction de  $k$  pour chaque position du maximum du critère de Dang Van.

L'angle  $\alpha_2$  de la facette la plus sollicitée est modifié lui aussi lorsque  $k = t_{-1}/f_{-1}$  augmente (figure 4.17 : les angles sont représentés en bleu). En effet,  $\alpha_2$  diminue suivant une tendance arc tangente de  $45^\circ$  à  $0^\circ$  pour  $k = 0.57$  à  $k = 0.74$  respectivement (figure 4.18).

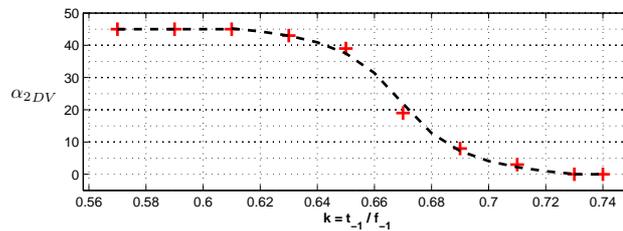


FIGURE 4.18: Valeur de l'angle  $\alpha_{2DV}$  du critère de Dang Van en fonction de  $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}}$ .

En conclusion, parmi les critères étudiés, le critère de Dang Van est le plus approprié pour l'étude du contact roulant. En effet l'approche combinée aux échelles macroscopique et microscopique, basée sur des concepts de plans de glissement (extrusion, intrusion de bandes de glissement),

permet de prendre en compte les effets bénéfiques de la compression en fatigue des surfaces. Il est également le seul à retranscrire les variations de  $k$ , via  $\alpha$  qui influe directement sur la contrainte hydrostatique de la facette concernée. Le maximum du critère est obtenu dans les  $10^{iers} \mu\text{m}$  (figure 4.17) et les observations expérimentales le situent dans les  $5^{iers} \mu\text{m}$ .

La dernière étape consiste à utiliser ce critère pour la configuration de chargement et géométrie réels.

### 4.4.3 Comparaison aux observations expérimentales

#### Contact simulé

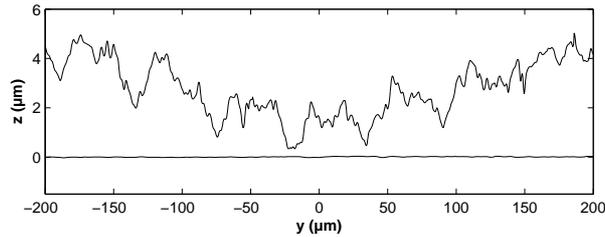


FIGURE 4.19: Simulation de contact des galets : Galet bombé à rugosité réelle/Galet cylindrique lisse à rugosité réelle.

Le contact simulé est celui présenté section 3.4.3. Le modèle de Mayeur et al. [MAY 95] présenté dans le chapitre 3 est utilisé. Le contact simulé considère comme données d'entrée les rugosités initiales (0 cycle) réelles mesurées (§ 3.2). Le contact correspond à deux galets en roulement dont l'un est 60 fois plus rugueux que l'autre. Les caractéristiques sont présentées tableau 4.3.

Les propriétés de l'acier 100Cr6 utilisées, sont celles présentées tableau 3.1. La charge appliquée est de 121N soit, ce qui correspond à une pression maximale de Hertz  $p_H=2\text{GPa}$  et une demi-largeur de contact  $a=170\mu\text{m}$ .

Les paramètres de simulation sont présentés § 3.3.3. Les profils de rugosité sont constants suivant x, le sens de roulement. La zone discrétisée représente  $400 \times 400 \times 50 \mu\text{m}^3$ . Les éléments de maillage ont comme dimensions :  $4 \times 0,5 \times 0,5 \mu\text{m}^3$ .

Galet	Rx (mm)	Ry (mm)	Ra $\lambda$ ( $\mu\text{m}$ )	Longueur d'onde $A$ ( $\mu\text{m}$ )	Amplitude
Bombé :	12,5	6,25	0,60	56	2,5
Cylindrique :	12,5	$\infty$	0,01	-	-

TABLE 4.3: Caractéristiques des galets pour la simulation de la configuration réelle.

Le critère utilisé est celui de Dang Van. Le ratio  $k = t_{-1}/f_{-1}$  pris est égal à 0,68.

#### Résultats

D'après les analyses précédentes, on a pu conclure que le critère de Dang Van est le plus approprié pour l'étude du contact roulant. En effet les prédictions du critère correspondent aux observations expérimentales :

- des lèvres de fissuration sur les cotés des empreintes d'aspérités (figure 4.20.a) ;
- des angles de fissuration à  $12^\circ$  (figure 4.20.b).

- amorçage de défauts dans une couche de  $5\mu\text{m}$  d'épaisseur.

Cette dernière observation ne correspond pas aux simulations présentées sections 4.4.1 et 4.4.2 qui prévoient un amorçage à  $10\mu\text{m}$  sous la surface pour une micro-géométrie simplifiée sinusoïdale. Pour la rugosité réelle la présence des longueurs d'onde plus courtes peut expliquer l'amorçage de défauts plus près de la surface.

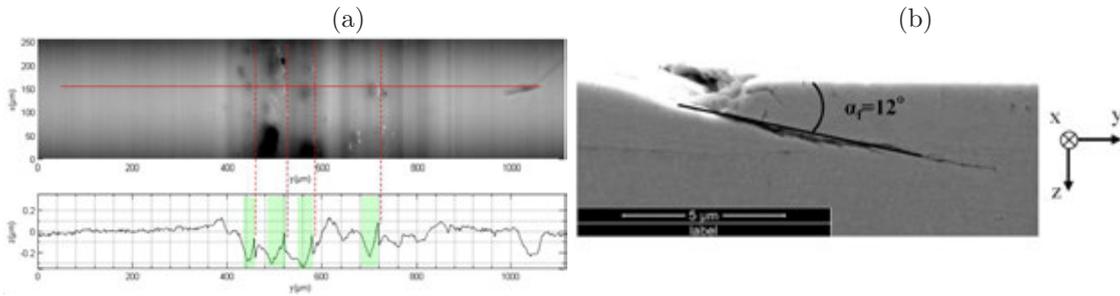


FIGURE 4.20: Observations expérimentales pour les critères de fatigue.

(a) Angle de fissuration  $\alpha_f$  : image MEB vue de coupe à 1 000 000 cycles du galet lisse.

(b) Position de l'amorçage de défauts en flanc d'empreinte : topographie et profil extrait à 1 000 000 cycles du galet lisse.

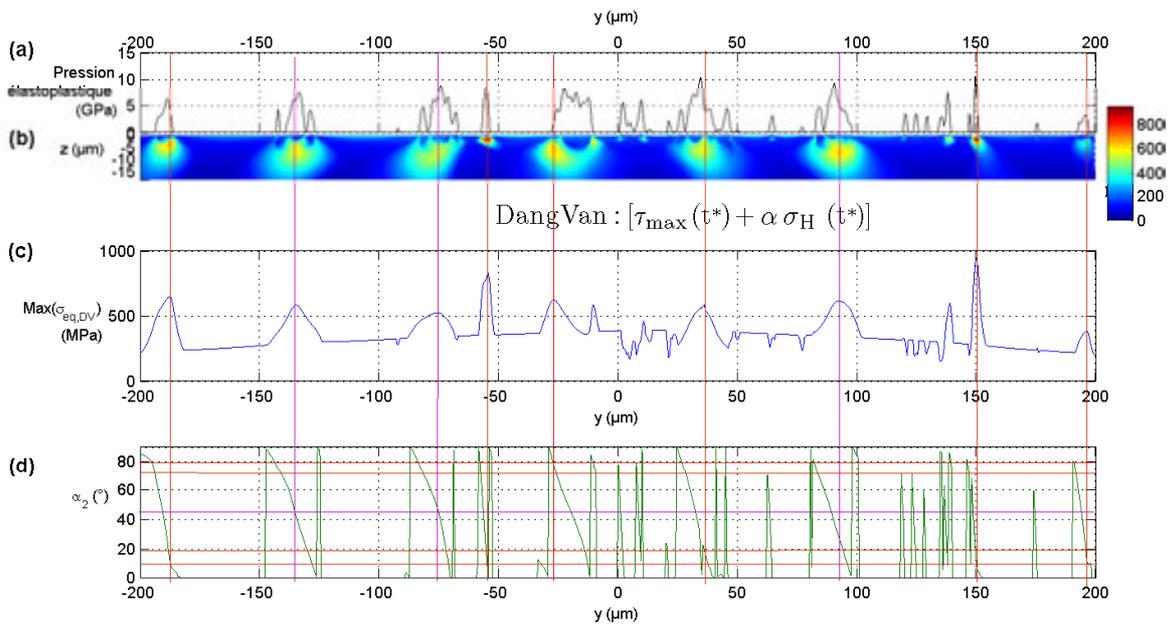


FIGURE 4.21: Critère de Dang Van appliqué au contact simulé section 3.4.3.

(a) Pression élastoplastique.

(b) Critère de fatigue multiaxiale de Dang Van.

(c) Maximum du critère de Dang Van indépendant de la profondeur.

(d) Angle  $\alpha_2$  du critère de Dang Van aux points maxima du critère de Dang Van indépendant de la profondeur.

Sur la figure 4.21.b, le critère de Dang Van est appliqué au contact roulant à rugosité réelle. La pression élastoplastique correspondante est illustrée figure 4.21.a. On remarque dans un premier temps que les maxima du critère de Dang Van à  $y=-55\mu\text{m}$  et  $y=150\mu\text{m}$  sont situés dans les  $5^{iers}\mu\text{m}$

ce qui correspond aux observations expérimentales.

Sur la figure 4.21.c sont présentés les maxima du critère de Dang Van indépendamment de la profondeur  $\vec{z}$ . On remarque dans un deuxième temps que les maxima du critère de Dang Van sont également prédits sur les côtés des fonds d’empreintes d’aspérités correspondant au maximum de pression.

Enfin, on s’intéresse aux angles  $\alpha_2$  de la facette la plus sollicitée d’après le critère de Dang Van (4.21.d). Malgré le côté aléatoire dû à la prise en compte des rugosités réelles par rapport aux surfaces sinusoïdales, l’angle prédit autour des  $12^\circ$  est majoritairement retrouvé par les tracés rouges ( $10^\circ \sim 20^\circ$  et  $70^\circ \sim 80^\circ$ ). Néanmoins, pour les tracés en violet à  $y=-135\mu\text{m}$  et  $y=-75\mu\text{m}$ , l’angle obtenu est égal à  $45^\circ$ . Ceci est principalement dû à la microgéométrie de la rugosité de la surface réelle.

En conclusion, le critère de Dang Van appliqué à un contact rugueux réel présente une bonne corrélation avec les observations expérimentales.

## 4.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à la fin de vie du contact roulant rugueux en liant observations expérimentales et résultats numériques.

D’un point de vue expérimental, on a pu observer l’apparition de micro-écaillage à la surface des galets à partir des 500 000<sup>èmes</sup> cycles grâce à l’historique précis des surfaces aux cours de l’essai. L’étude fine et précise des surfaces permet de combiner les observations qualitatives et quantitatives afin de repérer des lieux de coupe pertinents. La découpe des galets informe sur la morphologie des micro-écaillures. En effet, en dessous de la surface, les fissures se développent suivant un angle de  $12^\circ$  environ avec la surface dont la lèvre débouchante est positionnée sur les flancs d’empreintes d’aspérités. Enfin, l’initiation de la fissure a lieu dans les  $5^{i\text{ers}}\mu\text{m}$ .

Afin de comprendre ce qui se passe en sous surface à l’état stabilisé, on s’intéresse aux critères de fatigue multiaxiaux déjà existants. Différents types de critère sont étudiés basés sur les contraintes moyennées, les contraintes invariantes, les approches énergétiques et le plan critique. Grâce à une simulation proche de l’expérimentale avec une rugosité simplifiée (surface sinusoïdale), on remarque que le critère de Dang Van se distingue des autres et colle au plus proche des résultats expérimentaux. Le critère de Dang Van prédit :

- un maximum qui s’écarte du centre de contact de l’aspérité centrale,
  - et une diminution de son angle  $\alpha_2$  avec la surface de la facette la plus sollicitée,
- avec l’augmentation de la fragilité du matériaux ( $k = \frac{t-1}{f-1}$ ).

Afin de valider la pertinence de ce critère pour le contact roulant, une comparaison entre observations expérimentales et numériques est réalisée. Pour cela, les résultats du calcul élastoplastique pour un contact roulant à rugosité réelle à l’état stabilisé réalisé dans le chapitre 3 sont appliqués au critère de Dang Van. Les résultats sont concordants avec les observations expérimentales :

- les lèvres de fissuration sur les cotés des empreintes d’aspérités (figure 4.20.a) ;
- les angles de fissuration à  $12^\circ$  (figure 4.20.b).
- et les initiations de fissurations dans les  $5^{i\text{er}}\mu\text{m}$ .

En conclusion, parmi les critères étudiés, le critère Dang Van est le plus approprié aux contacts roulant rugueux car son approche à l’échelle macroscopique mais également à l’échelle microscopique permet de prendre en compte l’action positive des contraintes de compression à l’échelle des dislocations. On notera que cette étude se limite à l’amorçage des fissures et non à leur propagation.

# Conclusion générale

La tenue des surfaces des contacts rugueux roulants est un problème crucial dans l'évaluation de la durée de vie des mécanismes. Cette durée de vie est conditionnée dès les premiers cycles par le rodage puis par les mécanismes de fatigue des surfaces. Le rodage est défini par le temps nécessaire à l'accommodation géométrique des surfaces rugueuses entre elles, à l'interface du contact. La charge transmise sur une faible aire de contact par rapport à l'aire apparente, crée des pressions importantes qui induisent de fortes contraintes en couche superficielle et des déformations de la micro et macro-géométries. La répétition cyclique des sollicitations au cours du fonctionnement conduit à l'endommagement du matériau et des avaries en surface telles que des micro-écailles.

L'étude bibliographique du premier chapitre montre que la prise en compte de la rugosité des surfaces dans le contact hertzien induit de fortes concentrations de pression sur les aspérités, et d'intense contraintes localisées à quelques dizaines de micromètre sous la surface. La difficulté rencontrée dans ce type d'analyse réside dans le fait de suivre en continu l'évolution de l'état de surface du contact à une échelle suffisamment fine et précise. Les dispositifs expérimentaux existants ne permettent pas encore de suivre et mesurer les surfaces antagonistes, ce qui induit souvent des simplifications dans les simulations numériques. Généralement, l'une des deux surfaces est considérée parfaitement lisse alors que l'autre possède une rugosité d'amplitude souvent exagéré par rapport à l'usage dans industrie.

Dans le chapitre 2, on présente une micro-machine bi-disques appelée  $\mu$ MaG qui a été mise au point afin de mesurer l'évolution des rugosités des surfaces en contact de manière quasiment "in-situ". En effet, sa petite taille permet d'observer cycle à cycle, sous microscope et rugosimètre optique, les surfaces des deux galets maintenues en contact à chaque interruption de l'essai. Les rugosités étudiées sont de l'ordre de grandeur présente dans l'industrie ainsi que le matériau utilisé. L'un des galets présente des rugosités à stries parallèles ou hélicoïdales d'amplitude maximale de deux micromètres environ, et l'autre est polie jusqu'à une hauteur maximale de dix nanomètres.

La précision du suivi des surfaces et des mesures aux échelles micro et nanoscopiques permettent de déterminer des plages d'évolution des rugosités en contact. La première plage définie par les dix premiers cycles correspond au rodage, dont les plus importantes modifications de micro-géométrie ont lieu au premier cycle. Dans une deuxième plage on observe une stabilisation de micro-géométrie jusqu'au million de cycles. Pour le galet à surface polie, on observe une dégradation de l'état des surfaces, apparitions de micro-écailles, à partir de cinq cent mille cycles. Ces expérimentations ont permis de mettre en évidence l'importance de l'étude du rodage qui conditionne les surfaces jusqu'à la fin de vie.

Le contact n'est pas lubrifié et sans glissement, ceci permet d'éliminer un certain nombre d'hypothèses peu maîtrisées dans les simulations numériques. En effet, dans les études de contacts lubrifiés il est difficile de déterminer à l'échelle des rugosités si il y a contact ou non. En cas de glissement, seul le coefficient de frottement global est mesurable, on ne peut accéder à sa valeur sur

une aspérité, ainsi des hypothèses doivent être faites sur les sollicitations tangentielles. Le problème thermique est lui aussi évité, car en présence de glissement, l'échauffement va modifier la viscosité du lubrifiant, donc le paramètre de lubrification active des additifs, etc.

Le suivi précis des surfaces grâce à la micro-machine développée et un protocole expérimental précis, permet de mesurer les surfaces antagonistes dans les premiers cycles correspondant au rodage. Dans le chapitre 3, ces surfaces mesurées sont utilisés comme paramètre d'entrée d'une simulation numérique du contact rugueux d'une sphère sur un plan. Le modèle semi-analytique utilisé est celui de Mayeur et al. basé sur la méthode directe de résolution à l'état stabilisé. Cette méthode a l'avantage d'être rapide et robuste malgré le nombre de points important que demande la discrétisation d'une rugosité réelle.

Le modèle a été testé et validé sur des cas simples, proches des conditions géométriques et des conditions de chargement du contact expérimentalement étudié. Dans ces différents cas, l'importance de la définition fine de la microgéométrie et l'utilisation d'un modèle élastoplastique a été montré.

Enfin, les surfaces antagonistes issues de mesures sont utilisées comme données d'entrée dans ce modèle élastoplastique. La déformée de surface numériquement obtenue à l'état stabilisé est comparée à celle mesurée expérimentalement à la fin du rodage, c'est-à-dire après 10 cycles. La très bonne superposition de ces résultats permet de valider cette méthode et les résultats numériques tels que les contraintes résiduelles et déformations plastiques.

Dans le dernier chapitre on s'intéresse à la fin de vie du contact roulant rugueux, c'est-à-dire à la dégradation des surfaces par l'apparition des micro-écailles. Une combinaison d'observations qualitatives et quantitatives en surface et en volume des fissures par découpe des galets, permettent de déterminer la morphologie des micro-écailles. En effet, en dessous de la surface, les fissures se développent suivant un angle de  $12^\circ$  environ avec la surface dont la lèvre débouchante est positionnée sur le flanc d'empreintes d'aspérités. Enfin, l'initiation de la fissure a lieu dans les  $5^{iers} \mu\text{m}$ . Le suivi précis des surfaces aux cours de l'essai permet de reconstituer son historique de formation.

Afin d'améliorer notre compréhension des mécanismes d'endommagement en sous surface à l'état stabilisé, on s'intéresse aux critères de fatigue multiaxiaux déjà existants basés sur les contraintes moyennées, les contraintes invariantes, les approches énergétiques et de plan critique. Les critères sont d'abord appliqués sur les résultats numériques d'une simulation proche de l'expérimentale avec une rugosité simplifiée à une surface sinusoïdale. Le critère de Dang Van se distingue des autres critères. En effet, lorsque la fragilité du matériaux augmente, il prédit un maximum qui s'écarte du centre de contact de l'aspérité centrale, et une diminution de son angle que la facette la plus sollicitée fait avec la surface.

Dans le but de valider la pertinence de ce critère pour le contact roulant, on réalise une comparaison entre observations expérimentales et numériques. Les résultats du calcul élastoplastique pour un contact roulant à rugosité réelle à l'état stabilisé réalisé dans le chapitre 3 sont appliqués au critère de Dang Van. Les résultats sont concordants avec les observations expérimentales. Cette étude a porté sur un contact en roulement pur avec des rugosités longitudinales dans le sens du roulement. Dans ces conditions, parmi les critères étudiés, le critère Dang Van est le plus approprié. Son approche plus physique à l'échelle macroscopique et microscopique, permet de prendre en compte l'action positive des contraintes de compression à l'échelle des dislocations et est sûrement bien adapté à la prise en compte des contraintes résiduelles.

Les différentes grandes étapes de vie des contacts rugueux roulants ont été étudiées. On observe pour le rodage et pour les dégradations de surface de bonnes corrélations entre les résultats expérimentaux et numériques. Dans la continuité de ces travaux, la définition de la loi de comportement du matériau pourrait être améliorée. L'idée est de réaliser des simulations au plus proche des conditions expérimentales. En perspective, il serait intéressant d'expérimenter différentes hauteurs

de rugosité en contact afin d'observer différents résultats d'accommodation des surfaces pendant le rodage. On pourrait également utiliser différents types de rugosité comme les rugosités transversales représentatives des conditions d'engrenage. Ce cas de figure est complexe, car, à la fin de chaque cycle, il n'y a aucune chance pour que les aspérités des surfaces antagonistes reviennent en face les unes des autres. Une étude comme celle menée dans ces travaux combinant expérimentations précises et simulation numérique pourrait amener des observations intéressantes permettant d'augmenter nos connaissances sur la fatigue des contacts rugueux.



# Bibliographie

- [ABB 33] ABBOTT E. J., FIRESTONE F. A.  
Specifying surface quality : a method based on accurate measurement and comparison. *Mechanical Engineering*, vol. 55, 1933, p. 569 - 572.
- [ABB 08] ABBOUCHI H.  
Etude de la fatigue de contact de roulement : approche expérimentale dans un matériau fragile et modélisation numérique. Thèse de doctorat, 2008.
- [AHM 13] AHMAD O.  
Stochastic representation and analysis of rough surface topography by random fields and integral geometry-Application to the UHMWPE cup involved in total hip arthroplasty. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne, 2013.
- [ARC 57] ARCHARD J. F.  
Elastic deformation and the laws of friction. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, vol. 243, n° 1233, 1957, p. 190 - 205, The Royal Society.
- [BAL 07] BALTHAZAR J. C., MALCHER L.  
A review on the main approaches for determination of the multiaxial high cycle fatigue strength. *Mechanics of solids in Brazil, Marcilio Alves & Da Costa Mattos*, , 2007.
- [BAN 03] BANVILLET A., PALIN-LUC T., LASSERRE S.  
A volumetric energy based high cycle multiaxial fatigue criterion. *International Journal of Fatigue*, vol. 25, n° 8, 2003, p. 755 - 769.
- [BER 14] BERTHE L., SAINOT P., LUBRECHT A. A., BAIETTO M. C.  
Plastic deformation of rough rolling contact : An experimental and numerical investigation. *Wear*, vol. 312, n° 1-2, 2014, p. 51 - 57.
- [BHA 90] BHARGAVA V., HAHN G. T., HAM G., KULKARNI S., RUBIN C. A.  
Influence of Kinematic Hardening on Rolling Contact Deformation. *Proceedings of the Third International Symposium on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Cambridge, U.K.*, 1990, p. 133 - 146.
- [BHU 01] BHUSHAN B.  
Surface Roughness Analysis and Measurement Techniques. BHUSHAN B., Ed., *Modern Tribology Handbook, Two Volume Set*, vol. 1 de *Mechanics & Materials Science*, Chapitre 2, p. 49 - 120 CRC Press LLC, 2001.
- [BLA 81] BLAU P. J.  
Interpretations of the friction and wear break-in behavior of metals in sliding contact. *Wear*, vol. 71, n° 1, 1981, p. 29 - 43.
- [BLA 87] BLAU P. J.  
A Model for Run-In and Other Transitions in Sliding Friction. *Journal of Tribology*, vol. 109, n° 3, 1987, p. 537 - 543.

- [BLA 89] BLAU P. J.  
*Friction and wear transitions of materials : break-in, run-in, wear-in*. Materials science and process technology series Noyes Publications, 1989.
- [BOW 50] BOWDEN F. P., TABOR D.  
 The Friction and Lubrication of Solids. , 1950, Clarendon Press.
- [BRA 10a] BRANDÃO J., SEABRA J., CASTRO J.  
 Surface initiated tooth flank damage : Part I : Numerical model. *Wear*, vol. 268, n° 1 - 2, 2010, p. 1 - 12.
- [BRA 10b] BRANDÃO J., SEABRA J., CASTRO J.  
 Surface initiated tooth flank damage. Part II : Prediction of micropitting initiation and mass loss. *Wear*, vol. 268, n° 1 - 2, 2010, p. 13 - 22.
- [BRO 73] BROWN M., MILLER K.  
 A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions. *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 187, 1973, p. 745 - 755.
- [BRY 12] BRYANT M. J., EVANS H. P., SNIDLE R. W.  
 Plastic deformation in rough surface line contacts : a finite element study. *Tribology International, 37th Leeds-Lyon Symposium on Tribology Special issue : Tribology for Sustainability : Economic, Environmental, and Quality of Life*, vol. 46, n° 1, 2012, p. 269 - 278.
- [BUS 75] BUSH A. W., GIBSON R. D., THOMAS T. R.  
 The elastic contact of a rough surface. *Wear*, vol. 35, n° 1, 1975, p. 87 - 111.
- [CAR 01] CARPINTERI A., SPAGNOLI A.  
 Multiaxial high-cycle fatigue criterion for hard metals. *International Journal of Fatigue*, vol. 23, n° 2, 2001, p. 135 - 145.
- [CAR 14] CARPINTERI A., SPAGNOLI A., RONCHEI C., VANTADORI S.  
 A Strain-based Multiaxial Fatigue Criterion Connected to the Critical Plane Approach. *Procedia Engineering*, vol. 74, n° 0, 2014, p. 317 - 320. {XVII} International Colloquium on Mechanical Fatigue of Metals (ICMFM17).
- [CHA 87] CHANG W. R., ETSION I., BOGY D. B.  
 An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces. *Journal of tribology*, vol. 109, n° 2, 1987, p. 257 - 263, American Society of Mechanical Engineers.
- [CHE 56] CHEVREUL M.-E.  
*Lettres adressées à M. Villemain sur la méthode en général et sur la définition du mot "fait" relativement aux sciences aux lettres, aux beaux-arts*. Garnier Frères, Paris, 1856.
- [CHO 97] CHOU C. C., LIN J. F.  
 Tribological effects of roughness and running-in on oil-lubricated line contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 211, n° 3, 1997, p. 209 - 222, SAGE Publications.
- [CIA 00] CIAVARELLA M., DEMELIO G.  
 Elastic Multiscale Contact of Rough Surfaces : Archard's Model Revisited and Comparisons With Modern Fractal Models. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 68, n° 3, 2000, p. 496 - 498.
- [CIA 10] CIAVARELLA M., MONNO F.  
 A comparison of multiaxial fatigue criteria as applied to rolling contact fatigue. *Tribology International*, vol. 43, n° 11, 2010, p. 2139 - 2144.
- [CRO 56] CROSSLAND B.  
 . *Proc. Int. Conf. on Fatigue of Metals, Institution of Mechanical Engineers*, London, 1956 p. 138 - 149.

- [DAN 93a] DANG VAN K.  
Macro-micro approach in high-cycle multiaxial fatigue. *ASTM Special Technical Publication*, vol. 1191, 1993, p. 120-120, AMERICAN TECHNICAL PUBLISHERS LTD.
- [DAN 93b] DANG VAN K., MAITOURNAM M. H.  
Steady-state flow in classical elastoplasticity : Applications to repeated rolling and sliding contact. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, vol. 41, n° 11, 1993, p. 1691 - 1710.
- [DAN 02] DANG VAN K., MAITOURNAM M. H.  
On some recent trends in modelling of contact fatigue and wear in rail. *Wear*, vol. 253, n° 1-2, 2002, p. 219 - 227.
- [DEP 91] DEPERROIS A.  
Sur le calcul de limites d'endurance des aciers. Thèse de doctorat, Thèse de Doctorat Ecole Polytechnique, Paris, 1991.
- [DIE 91] DIETMANN H., BHONGBHIBHAT T., SCHMID A.  
. K. KUSSMAUL D.L. MCDIARNRID D. S., Ed., *Fatigue Under Biaxial and Multiaxial Loading*, vol. ESIS 10, London, 1991 Mechanical Engineering Publications, page 449 – 464.
- [DOW 82] DOWSON D., OF LEEDS INSTITUTE OF TRIBOLOGY U., DES SCIENCES APPLIQUÉES DE LYON I. N.  
*The Running-in Process in Tribology : Proceedings of the 8th Leeds-Lyon Symposium on Tribology Held in the Institut National Des Sciences Appliquées de Lyon, France, 8-11 September 1981.* Leeds-Lyon Symposium on Tribology Butterworth, 1982.
- [DUM 97] DUMONT M. L.  
Etude des endommagements de surface induits par fatigue de roulement dans les contacts elasto-hydrodynamiques pour des aciers M50 et 100Cr6. Thèse de doctorat, 1997.
- [DUR 11] DURAND J., YASTREBOV V., PROUDHON H., CAILLETAUD G.  
Analyse du contact entre surfaces rugueuses par la méthode des éléments finis et par un nouveau modèle numérique. *10e colloque national en calcul des structures*, Giens, France, 2011 page 8.
- [ELL 89] ELLYIN F.  
Cyclic strain energy density as a criterion for multiaxial fatigue failure. MILLER K. J., BROWN M. W., Eds., *Biaxial and Multiaxial Fatigue*, vol. 3 Mechanical Engineering Publications, London EGF, 1989, p. 571 - 583.
- [ELS 08] EL-SONBATY I., KHASHABA U., SELMY A., ALI A.  
Prediction of surface roughness profiles for milled surfaces using an artificial neural network and fractal geometry approach. *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 200, n° 1-3, 2008, p. 271 - 278.
- [FAB 11] FABRE A., BARRALLIER L., DESVIGNES M., EVANS H., ALANOU M.  
Microgeometrical influences on micropitting fatigue damage : multi-scale analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 225, n° 6, 2011, p. 419 - 427, SAGE Publications.
- [FAB 13] FABRE A., EVANS H., BARRALLIER L., SHARIF K., DESVIGNES M.  
Prediction of microgeometrical influences on micropitting fatigue damage on 32CrMoV13 steel. *Tribology International*, vol. 59, 2013, p. 129 - 140, Elsevier.
- [FAT 88] FATEMI A., SOCIE D.  
A critical plane approach to multiaxial fatigue including out-of-phase loading. *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, vol. 11, 1988, p. 149 - 166.
- [FIN 59] FINDLEY W.  
. *Trans. ASME Ser B*, vol. 81, 1959, page 301.

- [FOU 82] FOUCHER D., FLAMAND L., BERTHE D.  
Paper III(ii) - Running-in of lubricated Hertzian contacts. DOWSON D., TAYLOR C., GODET M., BERTHE D., Eds., *The Running-in Process in Tribology*, p. 58 - 61 Butterworth-Heinemann, 1982.
- [FRA 77] FRANCIS H. A.  
Application of spherical indentation mechanics to reversible and irreversible contact between rough surfaces. *Wear*, vol. 45, n° 2, 1977, p. 221 - 269, Elsevier.
- [GOD 90] GODET M.  
Third-bodies in tribology. *Wear*, vol. 136, n° 1, 1990, p. 29 - 45.
- [GRE 66] GREENWOOD J. A., WILLIAMSON J. B. P.  
Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, vol. 295, n° 1442, 1966, p. 300 - 319, The Royal Society.
- [GRE 70] GREENWOOD J., TRIPP J.  
The contact of two nominally flat rough surfaces. *Proceedings of the institution of mechanical engineers*, vol. 185, n° 1, 1970, p. 625 - 633, SAGE Publications.
- [GRE 77] GREENWOOD J., WILLIAMSON J.  
Developments in the theory of surface roughness. DOWSON D., TAYLOR C., GODET M., BERTHE D., Eds., *4th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, vol. 1977, september 1977, p. 167 - 177.
- [GRE 01] GREENWOOD J., WU J.  
Surface roughness and contact : an apology. *Meccanica*, vol. 36, n° 6, 2001, p. 617 - 630, Springer.
- [GRU 76] GRUBISIC V., SIMBÜRGER A.  
. *Int. Conf. Fatigue Testing and Design, Society of Environmental Engineers*, London, 1976 p. 27.1 - 27.8.
- [GUA 99] GUANGTENG G., CANN P. M., OLVER A. V., SPIKES H. A.  
Lubricant Film Thickness in Rough Surface, Mixed Elastohydrodynamic Contact. *Journal of Tribology*, vol. 122, n° 1, 1999, p. 65 - 76.
- [HAY 21] HAYTHAM I. A.  
*Opticae Thesaurus : Alhazeni Arabis*. 1021.
- [HIL 93] HILLS D. A., NOWELL D., SACKFIELD A.  
Chapter 14 - Rough contacts and numerical methods. HILLS D., NOWELL D., SACKFIELD A., Eds., *Mechanics of Elastic Contacts*, p. 392 - 438 Butterworth-Heinemann, Oxford, 1993.
- [HIS 74] HISAKADO T.  
Effect of surface roughness on contact between solid surfaces. *Wear*, vol. 28, n° 2, 1974, p. 217 - 234.
- [HOR 02] HORNG J.-H., LEN M.-L., LEE J.-S.  
The contact characteristics of rough surfaces in line contact during running-in process. *Wear*, vol. 253, n° 9-10, 2002, p. 899 - 913.
- [HOW 95] HOWELL M. AND HAHN G. T., RUBIN C. A., MCDOWELL D. L.  
Finite element analysis of rolling contact for nonlinear kinematic hardening bearing steel. *Journal of tribology*, vol. 117, n° 4, 1995, p. 729 - 736, American Society of Mechanical Engineers.
- [IKE 90] IKE H., MAKINOUCI A.  
Effect of lateral tension and compression on plane strain flattening processes of surface asperities lying over a plastically deformable bulk. *Wear*, vol. 140, n° 1, 1990, p. 17 - 38, Elsevier.
- [ING 85] INGLEBERT G., FRELAT J., PROIX J. M.  
Structures under cyclic loading. *Arch. Mech.*, vol. 37, n° 4-5, 1985, p. 365 - 382.

- [ING 89] INGLEBERT G., FRELAT J.  
Quick analysis of inelastic structures using a simplified method. *Nuclear Engineering and Design*, vol. 116, n° 3, 1989, p. 281 - 291.
- [IOA 85] IOANNIDES E., HARRIS T. A.  
A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings. *Journal of Tribology*, vol. 107, n° 3, 1985, p. 367 - 377.
- [JAC 01] JACQ C., NELIAS D., LORMAND G., GIRODIN D.  
Development of a three-dimensional semi analytical elastic-plastic contact code. *Journal of Tribology*, , 2001.
- [JAC 06] JACKSON R. L., GREEN I.  
A statistical model of elasto-plastic asperity contact between rough surfaces. *Tribology International*, vol. 39, n° 9, 2006, p. 906 - 914.
- [JAM 06] JAMARI J.  
Running-in of rolling contacts. Thèse de doctorat, 2006.
- [JIA 02] JIANG Y., XU B., SEHITOGLU H.  
Three-dimensional elastic-plastic stress analysis of rolling contact. *Journal of tribology*, vol. 124, n° 4, 2002, p. 699 - 708, American Society of Mechanical Engineers.
- [JOH 87] JOHNSON K. L.  
*Contact mechanics*. Cambridge university press, 1987.
- [JOU 13] JOUINI N., REVEL P., MAZERAN P.-E., BIGERELLE M.  
The ability of precision hard turning to increase rolling contact fatigue life. *Tribology International*, vol. 59, n° 0, 2013, p. 141 - 146.
- [JU 92] JU Y., ZHENG L.  
A full numerical solution for the elastic contact of three-dimensional real rough surfaces. *Wear*, vol. 157, n° 1, 1992, p. 151 - 161.
- [KAD 06] KADIN Y., KLIGERMAN Y., ETSION I.  
Multiple loading-unloading of an elastic-plastic spherical contact. *International Journal of Solids and Structures*, vol. 43, n° 22-23, 2006, p. 7119 - 7127.
- [KAK 79] KAKUNO H., KAWADA Y.  
. *Fatigue Engng Mater. Struct.*, vol. 2, 1979, page 229.
- [KAL 90] KALKER J. J.  
*Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*, vol. 2. Springer, 1990.
- [KAP 92] KAPOOR A., JOHNSON K.  
Effect of changes in contact geometry on shakedown of surfaces in rolling/sliding contact. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 34, n° 3, 1992, p. 223 - 239.
- [KAP 94] KAPOOR A., WILLIAMS J. A.  
Shakedown limits in sliding contacts on a surface-hardened half-space. *Wear*, vol. 172, n° 2, 1994, p. 197 - 206.
- [KAP 02] KAPOOR A., FRANKLIN F. J., WONG S. K., ISHIDA M.  
Surface roughness and plastic flow in rail wheel contact. *Wear*, vol. 253, n° 1-2, 2002, p. 257 - 264.
- [KAR 05] KAROLCZUK A., MACHA E.  
A Review of Critical Plane Orientations in Multiaxial Fatigue Failure Criteria of Metallic Materials. *International Journal of Fracture*, vol. 134, n° 3-4, 2005, p. 267-304, Kluwer Academic Publishers.
- [KEN 96] KENMEUGNE J. L., VIDAL-SALLE E., ROBERT J. L., BAHUAUD R. J.  
On a new multiaxial fatigue criterion based on a selective integration approach. LÜTJERING

- R. G., Ed., In : *Fatigue '96, Proc. of the Sixth Int. Fatigue Congress*, vol. 2, Berlin, Pergamon, 1996 p. 1013 - 1018.
- [KIN 78] KING T. G., WATSON W., STOUT K. J.  
Modelling the micro geometry of lubricated wear. 4th Leeds-Lyon Symp. on Lubrication, Lyon, Inst. Mech. Eng, London (September 1977), 1978.
- [KOM 92] KOMVOPOULOS K., CHOI D.-H.  
Elastic Finite Element Analysis of Multi-Asperity Contacts. *Journal of Tribology*, vol. 114, n° 4, 1992, p. 823 - 831.
- [KRA 82] KRAGELSKY I. V., DOBYCHIN N., KOMBALOV V. S.  
*Friction and Wear : Calculation Methods*. Elsevier Science & Technology, 1982.
- [LAB 08] LABIAU A., VILLE F., SAINOT P., QUERLIOZ E., LUBRECHT A.  
Effect of sinusoidal surface roughness under starved conditions on rolling contact fatigue. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 222, n° 3, 2008, p. 193 - 200, SAGE Publications.
- [LAS 92] LASSERRE S., FROUSTEY C.  
Multiaxial fatigue of steel-testing out of phase and in blocks : validity and applicability of some criteria. *International Journal of Fatigue*, vol. 14, n° 2, 1992, p. 113 - 120.
- [LEO 13] LEONARD B. D., SADEGHI F., SHINDE S., MITTELBACH M.  
Rough surface and damage mechanics wear modeling using the combined finite-discrete element method. *Wear*, vol. 305, n° 1-2, 2013, p. 312 - 321.
- [LI 10a] LI L., ETSION I., TALKE F.  
Elastic-Plastic Spherical Contact Modeling Including Roughness Effects. *Tribology Letters*, vol. 40, n° 3, 2010, p. 357 - 363, Springer US.
- [LI 10b] LI L., OVCHARENKO A., ETSION I., TALKE F.  
The Effect of Asperity Flattening During Cyclic Normal Loading of a Rough Spherical Contact. *Tribology Letters*, vol. 40, n° 3, 2010, p. 347 - 355, Springer US.
- [LI 11] LI S., KAHRAMAN A.  
A fatigue model for contacts under mixed elastohydrodynamic lubrication condition. *International Journal of Fatigue*, vol. 33, n° 3, 2011, p. 427 - 436.
- [LIU 93] LIU J., ZENNER H.  
. *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.*, vol. 24, 1993, page 240.
- [LIU 05] LIU Y., MAHADEVAN S.  
Multiaxial high-cycle fatigue criterion and life prediction for metals. *International Journal of Fatigue*, vol. 27, n° 7, 2005, p. 790 - 800.
- [LIU 07] LIU Y., MAHADEVAN S.  
A unified multiaxial fatigue damage model for isotropic and anisotropic materials. *International Journal of Fatigue*, vol. 29, n° 2, 2007, p. 347 - 359.
- [MAN 82] MANDELBROT B. B.  
*The fractal geometry of nature*. 1982.
- [MAR 56] MARIN J.  
. *Proc. Int. Conf. on Fatigue of Metals, Institution of Mechanical Engineers.*, London, 1956 page 184 - 194.
- [MAR 64] MARSH D. M.  
Plastic flow in glass. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, vol. 279, n° 1378, 1964, p. 420 - 435, The Royal Society.
- [MAT 77] MATAKE T.  
An explanation on fatigue limit under combined stress. *Bull JSME*, vol. 20, 1977, p. 257-263.

- [MAY 95] MAYEUR C., SAINOT P., FLAMAND L.  
A Numerical Elastoplastic Model for Rough Contact. *Journal of Tribology*, vol. 117, n° 3, 1995, p. 422 - 429.
- [MCC 86] MCCOOL J. I.  
Comparison of models for the contact of rough surfaces. *Wear*, vol. 107, n° 1, 1986, p. 37 - 60, Elsevier.
- [MCD 91] MCDIARMID D.  
. *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, vol. 14, 1991, page 429.
- [MCD 94] MCDIARMID D.  
. *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, vol. 17, 1994, page 1475.
- [MOR 00] MOREL F.  
A critical plane approach for life prediction of high cycle fatigue under multiaxial variable amplitude loading. *International Journal of Fatigue*, vol. 22, n° 2, 2000, p. 101 - 119.
- [MOR 01] MOREL F., PALIN-LUC T., FROUSTEY C.  
Comparative study and link between mesoscopic and energetic approaches in high cycle multiaxial fatigue. *International Journal of Fatigue*, vol. 23, n° 4, 2001, p. 317 - 327.
- [MOR 03] MOREL F., BASTARD M.  
A multiaxial life prediction method applied to a sequence of non similar loading in high cycle fatigue. *International Journal of Fatigue*, vol. 25, n° 9-11, 2003, p. 1007 - 1012.
- [MUG 99] MUGHRABI H.  
On the life-controlling microstructural fatigue mechanisms in ductile metals and alloys in the gigacycle regime. *Fatigue and fracture of engineering materials and structures*, vol. 22, n° 7, 1999, page 633, Wiley Online Library.
- [NAY 71] NAYAK P. R.  
Random Process Model of Rough Surfaces. *Journal of Lubrication Technology*, vol. 93, n° 3, 1971, p. 398 - 407.
- [NÉL 05] NÉLIAS D., BOUCLY V., BRUNET M.  
Elastic-Plastic Contact Between Rough Surfaces : Proposal for a Wear or Running-In Model. *Journal of Tribology*, vol. 128, n° 2, 2005, p. 236 - 244.
- [NOG 02] NOGUEIRA I., DIAS A., GRAS R., PROGRI R.  
An experimental model for mixed friction during running-in. *Wear*, vol. 253, n° 5-6, 2002, p. 541 - 549.
- [OLV 05] OLVER A. V.  
The mechanism of rolling contact fatigue : an update. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 219, n° 5, 2005, p. 313 - 330, SAGE Publications.
- [ONI 73] ONIONS R. A., ARCHARD J. F.  
The contact of surfaces having a random structure. *Journal of Physics D : Applied Physics*, vol. 6, n° 3, 1973, page 289, IOP Publishing.
- [OVC 07] OVCHARENKO A., HALPERIN G., VERBERNE G., ETSION I.  
In situ investigation of the contact area in elastic-plastic spherical contact during loading-unloading. *Tribology Letters*, vol. 25, n° 2, 2007, p. 153 - 160, Springer US.
- [PAL 98] PALIN-LUC T., LASSERRE S.  
An energy based criterion for high cycle multiaxial fatigue. *European Journal of Mechanics - A/Solids*, vol. 17, n° 2, 1998, p. 237 - 251.
- [PAL 06] PALIN-LUC T., BANVILLET A., VITTORI J.-F.  
How to reduce the duration of multiaxial fatigue tests under proportional service loadings. *International Journal of Fatigue*, vol. 28, n° 5-6, 2006, p. 554 - 563.

- [PAP 94] PAPADOPOULOS I. V.  
A new criterion of fatigue strength for out-of-phase bending and torsion of hard metals. *International Journal of Fatigue*, vol. 16, n° 6, 1994, p. 377 - 384.
- [PAP 96] PAPADOPOULOS I. V., PANOSKALTSIS V. P.  
Invariant formulation of a gradient dependent multiaxial high-cycle fatigue criterion. *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 55, n° 4, 1996, p. 513 - 528.
- [PAP 97] PAPADOPOULOS I. V., DAVOLI P., GORLA C., FILIPPINI M., BERNASCONI A.  
A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals. *International Journal of Fatigue*, vol. 19, n° 3, 1997, p. 219 - 235.
- [PAP 98] PAPADOPOULOS I. V.  
Critical plane approaches in high-cycle fatigue : on the definition of the amplitude and mean value of the shear stress acting on the critical plane. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol. 21, n° 3, 1998, p. 269-285, Blackwell Science Ltd.
- [PAP 01] PAPADOPOULOS I. V.  
Long life fatigue under multiaxial loading. *International Journal of Fatigue*, vol. 23, n° 10, 2001, p. 839 - 849.
- [PAP 05] PAPUGA J.  
Mapping of Fatigue Damages - Program Shell of FE-Calculation. Thèse de doctorat, CTU in Prague, 2005.
- [PAP 11] PAPUGA J.  
A survey on evaluating the fatigue limit under multiaxial loading. *International Journal of Fatigue*, vol. 33, n° 2, 2011, p. 153 - 165.
- [PAU 03] PAULIN C., VILLE F., SAINOT P., COULON S., LUBRECHT T.  
Effect of rough surfaces on rolling contact fatigue theoretical and experimental analysis. *Tribology Series*, vol. 43, 2003, p. 611 - 617, Elsevier.
- [PAW 13] PAWAR G., PAWLUS P., ETSION I., RAEYMAEKERS B.  
The Effect of Determining Topography Parameters on Analyzing Elastic Contact Between Isotropic Rough Surfaces. *Journal of Tribology*, vol. 135, 2013, page 011401.
- [PEI 05] PEI L., HYUN S., MOLINARI J. F., ROBBINS M. O.  
Finite element modeling of elasto-plastic contact between rough surfaces. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, vol. 53, n° 11, 2005, p. 2385 - 2409.
- [PER 05] PERSSON B. N. J., ALBOHR O., TARTAGLINO U., VOLOKITIN A., TOSATTI E.  
On the nature of surface roughness with application to contact mechanics, sealing, rubber friction and adhesion. *Journal of Physics : Condensed Matter*, vol. 17, n° 1, 2005, page R1, IOP Publishing.
- [PER 06] PERSSON B.  
Contact mechanics for randomly rough surfaces. *Surface Science Reports*, vol. 61, n° 4, 2006, p. 201 - 227.
- [PUL 72] PULLEN J., WILLIAMSON J. B. P.  
On the plastic contact of rough surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, vol. 327, n° 1569, 1972, p. 159 - 173, The Royal Society.
- [QUE 07] QUERLIOZ E., VILLE F., SAINOT P., LUBRECHT T.  
Influence des rugosités de surface sur la fatigue de contact en roulement. *18ème Congrès Français de Mécanique (Grenoble 2007)*, 2007, AFM, Maison de la Mécanique, 39/41 rue Louis Blanc-92400 Courbevoie.
- [RIN 01] RINGSBERG J. W.  
Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation. *International Journal of Fatigue*, vol. 23, n° 7, 2001, p. 575 - 586.

- [ROB 92] ROBERT J.-L.  
Contribution à l'étude de la fatigue multiaxiale sous sollicitations périodiques ou aléatoires. Thèse de doctorat, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1992.
- [ROB 01] ROBBE-VALLOIRE F.  
Statistical analysis of asperities on a rough surface. *Wear*, vol. 249, n° 5, 2001, p. 401 - 408, Elsevier.
- [ROW 75] ROWE G. W., KALISZER H., TRMAL G., COTTER A.  
Running-in of plain bearings. *Wear*, vol. 34, n° 2, 1975, p. 1 - 14.
- [SAI 89] SAINOT P.  
Analyse du contact entre dentures d'engrenages cylindriques de réducteurs. Thèse de doctorat, Villeurbanne, INSA, 1989.
- [SAI 02] SAINOT P., JACQ C., NELIAS D.  
A numerical model for elastoplastic rough contact. *Computer Modeling in Engineering and Sciences*, vol. 3, n° 4, 2002, p. 497 - 506.
- [SAI 11a] SAINOT P.  
Analytical stresses in rough contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 225, n° 2, 2011, p. 274 - 279.
- [SAI 11b] SAINOT P., LUBRECHT A. A.  
Efficient solution of the dry contact of rough surfaces : a comparison of fast Fourier transform and multigrid methods. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part J, Journal of Engineering Tribology*, vol. 225, 2011, p. 441 - 448.
- [SAI 13] SAINTIER N., PALIN-LUC T., BÉNABES J., COCHETEUX F.  
Non-local energy based fatigue life calculation method under multiaxial variable amplitude loadings. *International Journal of Fatigue*, vol. 54, 2013, p. 68 - 83.
- [SAN 12] SANDSTRÖM J.  
Evaluation of Dang Van stress in Hertzian rolling contact. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol. 35, n° 12, 2012, p. 1088-1094, Blackwell Publishing Ltd.
- [SEA 87] SEABRA J., BERTHE D.  
Influence of Surface Waviness and Roughness on the Normal Pressure Distribution in the Hertzian Contact. *Journal of Tribology*, vol. 109, n° 3, 1987, p. 462 - 469.
- [SIN 74] SINGH K. P., PAUL B.  
Numerical Solution of Non-Hertzian Elastic Contact Problems. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 41, n° 2, 1974, p. 484 - 490.
- [SIN 81] SINES G., OHGI G.  
. *Trans. ASME, J. Engng Mater. Tech.*, vol. 103, 1981, page 82.
- [SOC 87] SOCIE D.  
Multiaxial fatigue damage models. *ASME J. Eng. Mater. Technol.*, vol. 109, 1987, p. 293 - 298.
- [STE 09] STEPHAN P.  
Influence de la rugosité en fatigue de contact : rôle du rodage. Thèse de doctorat, Ecole Polytechnique X, 2009.
- [STO 77] STOUT K., KING T., WHITEHOUSE D.  
Analytical techniques in surface topography and their application to a running-in experiment. *Wear*, vol. 43, n° 1, 1977, p. 99 - 115.
- [TAB 51] TABOR D.  
*The hardness of metals*. Oxford : University Press, 1951.

- [TAL 84] TALLIAN T. E.  
Fatigue par contact roulant. *Revue des Roulements, (ed.) Compagnie d'applications mécaniques, Clamart, FRANCE*, vol. 217, 1984, p. 5 - 13.
- [THO 82] THOMAS T. R.  
*Rough Surfaces*. Longman Group (Far East), Limited, 1982.
- [WAN 91] WANG F.-X., LACEY P., GATES R. S., HSU S. M.  
A Study of the Relative Surface Conformity Between Two Surfaces in Sliding Contact. *Journal of Tribology*, vol. 113, n° 4, 1991, p. 755 - 761.
- [WAN 93] WANG C., BROWN M.  
A path-independent parameter for fatigue under proportional and non-proportional loading. *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, vol. 16, 1993, p. 1285 - 1298.
- [WAN 00a] WANG W., WONG P. L.  
Wear volume determination during running-in for PEHL contacts. *Tribology International*, vol. 33, n° 7, 2000, p. 501 - 506.
- [WAN 00b] WANG W., WONG P. L., ZHANG Z.  
Experimental study of the real time change in surface roughness during running-in for PEHL contacts. *Wear*, vol. 244, n° 1-2, 2000, p. 140 - 146.
- [WAN 04] WANG W., WONG P. L., GUO F.  
Application of partial elastohydrodynamic lubrication analysis in dynamic wear study for running-in. *Wear*, vol. 257, n° 7-8, 2004, p. 823 - 832.
- [WAY 35] WAY S.  
Pitting due to rolling contact fatigue. *Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME*, vol. 57, 1935, p. 49 - 45.
- [WEB 86] WEBSTER M. N., SAYLES R. S.  
A Numerical Model for the Elastic Frictionless Contact of Real Rough Surfaces. *Journal of Tribology*, vol. 108, 1986, page 314.
- [WEN 11] WEN Z., WU L., LI W., JIN X., ZHU M.  
Three-dimensional elastic-plastic stress analysis of wheel-rail rolling contact. *Wear*, vol. 271, n° 1-2, 2011, p. 426 - 436.
- [WHI 70] WHITEHOUSE D. J., ARCHARD J. F.  
The properties of random surfaces of significance in their contact. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, vol. 316, n° 1524, 1970, p. 97 - 121, The Royal Society.
- [WHI 94] WHITEHOUSE D. J.  
*Handbook of Surface Metrology*. Taylor & Francis, 1994.
- [WOO 80] WOO K. L., THOMAS T. R.  
Contact of rough surfaces : A review of experimental work. *Wear*, vol. 58, n° 2, 1980, p. 331 - 340.
- [WU 91] WU C., ZHENG L.  
Effect of waviness and roughness on lubricated wear related to running-in. *Wear*, vol. 147, n° 2, 1991, p. 323 - 334.
- [XIA 91] XIAN L., ZHENG L.  
A numerical model for the elastic contact of three-dimensional real rough surfaces. *Wear*, vol. 148, n° 1, 1991, p. 91 - 100.
- [YAS 11] YASTREBOV V. A., DURAND J., PROUDHON H., CAILLETAUD G.  
Rough surface contact analysis by means of the Finite Element Method and of a new reduced model. *Comptes Rendus Mécanique*, vol. 339, n° 7, 2011, p. 473 - 490, Elsevier.

- [YOU 96] YOU B.-R., S.-B. L.  
A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals. *International Journal of Fatigue*, vol. 18, n° 4, 1996, p. 235 - 244.
- [YU 93] YU M., MORAN B., KEER L. M.  
A direct analysis of two-dimensional elastic-plastic rolling contact. *Journal of tribology*, vol. 115, n° 2, 1993, p. 227 - 236, American Society of Mechanical Engineers.
- [ZAR 79] ZARKA J., CASIER J.  
Cyclic loading on an elastoplastic structure. Practical rules. *Mechanics Today*, ed. S. Nemet-Nasser. Pergamon Press, Oxford, England., vol. 6, 1979.
- [ZAR 80] ZARKA J., ENGEL J. J., INGLEBERT G.  
On a simplified inelastic analysis of structures. *Nuclear Engineering and Design*, vol. 57, n° 2, 1980, p. 333 - 368.
- [ZHU 03] ZHU H., GE S., HUANG X., ZHANG D., LIU J.  
Experimental study on the characterization of worn surface topography with characteristic roughness parameter. *Wear*, vol. 255, n° 1-6, 2003, p. 309 - 314.

# Table des figures

1	De gauche à droite : transport de mégalithes sur rouleaux en bois, esquisse de Léonard de Vinci, roulement à bille aujourd'hui et maintenance roulement dans l'espace. . . . .	3
1.1	De gauche à droite : roulement à bille, roulement à rouleaux et engrenage. . . . .	8
1.2	Théorie de Hertz pour un contact circulaire. . . . .	9
1.3	Résultats expérimentaux d'indentation [JOH 87]. . . . .	10
1.4	Courbe de traction et lois d'écrouissage cinématique linéaire. Avec : $\sigma_e$ =limite d'élasticité; $R_e$ =allongement plastique permanent résiduel de 0,2%; $R_m$ =résistance ultime; $h$ =module plastique; $E_a$ =module apparent dans le domaine élastoplastique . . . . .	11
1.5	Profils rugueux réels en contact. (a) Surface tournée et (b) Surface polie. . . . .	11
1.6	Influence de la charge sur l'aire de contact : rugosité sinusoïdale [JOH 87] [QUE 07][SAI 11a]. (a) Pression continue. (b) Pression et aire de contact en fonction du paramètre X représentatif des conditions de contact. (c) Pression discontinue. Avec : $A_a$ =aire de contact apparente; $A_r$ =aire de contact réelle; $Amp$ =Amplitude de la rugosité; $\lambda$ =longueur d'onde de la rugosité; $E_{eq}$ =module de Young equivalent; $Ph$ =pression de Hertz; $Pasp$ =pression de l'aspérité. . . . .	12
1.7	Influence de la rugosité sur le champs de contrainte : (a) rugosité sinusoïdale et (b) rugosité réelle. [SAI 89] . . . . .	13
1.8	Différents moyens d'observations et de mesure de surface. La première ligne présente la machine et en deuxième ligne les résultats associés. a) Microscope optique, b) Profilomètre, c) Rugosimètre optique, d) Microscope électronique à balayage. . . . .	14
1.9	a) The Ball/Rod Rolling Contact Fatigue (RCF) [Federal-Mogul's Bearing Research Center], b) FZG Gear Testing [Winter and Michaelis], c) Twin-disc test rig [JOU 13].	16
1.10	a) "Thrustwasher type tester" avec profilomètre [ZHU 03] , b) "Wear test rig" avec microscope/laser [WAN 00b] c) "Semi on-line measurement" avec rugosimètre optique [JAM 06] . . . . .	17
1.11	Comportements cycliques à contrainte imposée . . . . .	18
1.12	Courbe de Wöhler : Boucle d'hystérésis observée sur le plan mécanique [MUG 99]. . . . .	18
1.13	Variation des paramètres de surface en fonction du temps pendant le rodage, [WAN 00b] . . . . .	20
1.14	Variation des paramètres de surface en fonction de la charge pendant le rodage, [WHI 94] . . . . .	21
1.15	(a) Modèle d'Archard (1957) sur les multiples échelles de rugosité [ARC 57]. (b) Simplification de la rugosité réelle Greenwood et Williamson (1977) [GRE 77][GRE 01] . (c) Surface rugueuse isotropique gaussienne [WAN 00a]. (d) Rugosité réelle en contact [BER 14] . . . . .	22
2.1	a) $\mu$ MaG. b) Schéma de fonctionnement $\mu$ MaG. c) Zoom galets [BER 14] . . . . .	32
2.2	a) Microscope optique. b) Rugosimètre optique . . . . .	34
2.3	Protocole expérimental . . . . .	35
2.4	a) Schéma de marquage. b) Réglage grossier. c) Réglage fin. . . . .	36

2.5	Types d'essais : hélicoïdale/polie et parallèle/polie. . . . .	38
2.6	a) Topographie d'un galet lisse après 1 cycle. b) Profil extrait de la topographie. . .	38
2.7	Surface rugueuse H2 à : a) 0 cycle; b) 600 cycles, c) 100000 cycles et d) 600000 cycles.	39
2.8	Évolution de la surface du galet lisse en fonction du nombre de cycles pour l'essai E1 (hélicoïdale H1/polie). . . . .	40
2.9	Évolution de la surface, du galet lisse, en fonction du nombre de cycles pour chaque essai. . . . .	41
2.10	Évolution de la surface lisse en fonction de la position horaire pour l'essai E1 (hélicoïdale/polie) à 1000000. . . . .	42
2.11	Topographie de la surface des galets rugueux et lisses, en fonction du nombre de cycles pour les essais E1 et E4. . . . .	46
2.12	(a) Topographie de la surface du galet lisse, à 700000 cycles pour l'essai E1 et (b) schéma de principe de formation des micro-écaïlles. (c) Topographie de la surface du galet lisse à 1000000 cycles pour l'essai E4. . . . .	47
2.13	Profil extrait en fonction des cycles. (a) Essai E1 (H1/Polie) : galet rugueux, (b) Essai E2 (H2/Polie) : galet lisse, et (c) Essai E4 (P2/Polie) : galet lisse et (d) Essai E1 (H1/Polie) : galet lisse. . . . .	48
2.15	Etudes des paramètres usuels de rugosité pour les galets lisses en fonction des cycles.	51
3.1	Protocole expérimental de synchronisation des surfaces antagonistes. Le positionnement des galets se fait initialement à 0h simultanément à 0 cycle. En rouge sont entourées les zones mesurées à 6h pour chaque cycle. Les flèches bleues représentent le sens de rotation des galets. . . . .	55
3.2	Relevés topographiques des surfaces à 0 cycle et 1 cycle des galets de l'essai E1. Des zooms montrent que les surfaces mesurées sont congruentes au cours des cycles. . .	56
3.3	Relevés de profils des surfaces rugueuse et lisse à 1 cycle des galets de l'essai E1. Un zoom est réalisé montrant que les profils mesurés sont antagonistes. . . . .	57
3.4	Précision en dehors de la piste. Superposition des profils lisses à 1 et 20 cycles. . . .	57
3.5	Evolution des profils pour les cycles 0, 1, 10 et 20. Profil rugueux dans la zone de contact (a) et zoom sur une aspérité (b). Profil lisse dans la zone de contact (c) et zoom sur des empreintes (d). . . . .	58
3.6	Schema de principe du modèle élastoplastique de Mayeur et al. [MAY 95]. . . . .	60
3.7	Contact mesuré simulé. (a) Surfaces antagonistes mesurées 0 cycle (800 x 250 $\mu\text{m}^2$ ). (b) Profils antagonistes extraits. Piste mesurée : $y=-200$ à $y=200$ $\mu\text{m}$ . (c) Surfaces issues de la révolution de profil de $x=\min(y)$ à $x=\max(y)$ . . . . .	62
3.8	Maillage du contact. (a) Zone élastoplastique discrétisée de 400 x 400 x 50 $\mu\text{m}^3$ . (b) Contact simulé sur la largeur de piste pour x et y égale -200 à 200 $\mu\text{m}$ . (c) Un élément de maillage mesure 4 x 0.5 x 0.5 $\mu\text{m}^3$ et un centième de maillage mesurent 4 x 4 x 0.5 $\mu\text{m}^3$ . . . . .	63
3.9	Simulation de contact : Sphère lisse/Plan lisse et Sphère sinusoïdale/Plan lisse. . . .	63
3.10	(a) Sphère lisse/Plan lisse : élastique. Pression et contrainte de Von Mises associées pour $x=0\mu\text{m}$ (en GPa). . . . .	64
3.11	(b) Sphère sinusoïdale/Plan lisse : élastique. Pression et contrainte de Von Mises associées pour $x=0\mu\text{m}$ (en GPa). . . . .	64
3.12	(c) Sphère sinusoïdale / Plan lisse : élastoplastique. Pression et contrainte de Von Mises associées pour $x=0\mu\text{m}$ (en GPa). . . . .	65
3.13	Profil à l'état stabilisé du contact élastoplastique Sinus/Plan adimensionné. . . . .	65
3.14	Déformations plastiques : (a) $\varepsilon_{\dot{e}q}^p$ ; (b) $\varepsilon_{yy}^p$ ; (c) $\varepsilon_{yz}^p$ ; (d) $\varepsilon_{zz}^p$ . . . . .	65
3.15	Simulation de contact entre galets : Bombé sinusoïdal/Cylindrique lisse. . . . .	68
3.16	Pression et contrainte de Von Mises associée pour $x=0\mu\text{m}$ (en GPa). . . . .	69

3.17 Profil à l'état stabilisé du contact élastoplastique Sinus/Plan. . . . .	69
3.18 Simulation de contact : profils mesurés extraits antagonistes des surfaces rugueuse et lisse. . . . .	70
3.19 Pression et contrainte de Von Mises associée pour $x=0\mu\text{m}$ (en GPa). . . . .	71
3.20 Comparaison expérimentale (0 et 10 cycles) et numérique de la déformée de surface (état stabilisé). . . . .	72
4.1 Topographie et profil extraits à 1 000 000 cycles. . . . .	77
4.2 Apparition du micro-écaillage (zones grises). Les profils sont extraits au même lieu sur le galet lisse de l'essai E1 (H1/polie), en fonction des cycles. Cycles représentés : 0, 100000, 200000, 300000, 400000, 500000, 600000, 700000, 800000, 900000, 1000000. . . . .	77
4.3 Schéma du plan de coupe pertinent pour différentes micro-écailles. . . . .	78
4.4 Essai E1 (H1/polie) à 6h et 1000000 cycles : correspondances des surfaces mesurées et le profil de découpe. . . . .	79
4.5 Essai E4 (P2/polie) à 6h et 1000000 cycles : correspondance entre surfaces mesurées et profil extrait. (a) Image issue du microscope. (b) Topographie correspondante issue du rugosimètre. (c) Profil extrait en correspondance avec l'état de surface (zone rouge sur l'image (a)). . . . .	80
4.6 Schéma de découpe et des micro-écailles. . . . .	81
4.7 Image au MEB des micro-écailles. Haut : vue de dessus, plan xy. Bas : vue de coupe, plan u. . . . .	81
4.8 Définitions et notations des contraintes usuelles des critères de fatigue multiaxiaux [PAP 97]. . . . .	82
4.9 Simulation de contact des galets : Bombé sinusoïdale/Cylindrique lisse. . . . .	87
4.10 Critère de Mataka pour $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}} = 0,68$ . . . . .	88
4.11 Critère de Findley pour $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}} = 0,68$ . . . . .	89
4.12 Critère de Crossland pour $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}} = 0,68$ . . . . .	89
4.13 Critère de Papadopoulos pour $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}} = 0,68$ . . . . .	89
4.14 Critère de Dang Van pour $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}} = 0,68$ . . . . .	90
4.15 Paramètre matériau $\alpha$ des critères en fonction de $k$ . . . . .	90
4.16 Valeurs maximales des critères en fonction des matériaux simulés pour $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}}$ . . . . .	91
4.17 Valeur du critère de Dang Van en fonction de $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}}$ , $k = 0,59$ et $k = 0,68$ . Angle $\alpha_2$ en bleu en fonction de $k$ pour chaque position du maximum du critère de Dang Van. . . . .	91
4.18 Valeur de l'angle $\alpha_{2DV}$ du critère de Dang Van en fonction de $k = \frac{t_{-1}}{f_{-1}}$ . . . . .	91
4.19 Simulation de contact des galets : Galet bombé à rugosité réelle/Galet cylindrique lisse à rugosité réelle. . . . .	92
4.20 Observations expérimentales pour les critères de fatigue. . . . .	93
4.21 Critère de Dang Van appliqué au contact simulé section 3.4.3. . . . .	93

# Liste des tableaux

2.1	Propriétés du matériau . . . . .	37
2.2	Caractéristiques des galets . . . . .	37
2.3	Vitesses durant l'essai . . . . .	38
3.1	Propriétés du matériau . . . . .	62
3.2	Caractéristiques des galets . . . . .	63
3.3	Contact élastique Sphère lisse/Plan lisse sous chargement normal : Pression, contraintes élastiques et contrainte de Von Mises. . . . .	64
3.4	Contact élastique Sphère sinusoïdale/Plan lisse sous chargement normal : pression, contraintes élastiques et contrainte de Von Mises. . . . .	64
3.5	Contact élastoplastique Sinus/Plan sous chargement normal : Pression, contraintes élastoplastiques, contrainte de Von Mises, déformations élastoplastiques et contraintes résiduelles. . . . .	65
3.6	Caractéristiques des galets pour la simulation d'une rugosité sinusoïdale proche du réel	68
3.7	Simulation du contact élastoplastique proche du réel : Pression, contraintes élastoplastiques, contrainte de Von Mises, déformations élastoplastiques et contraintes résiduelles. . . . .	69
3.8	Caractéristiques des galets pour la simulation considérant les rugosités réelles. . . . .	70
3.9	Simulation du contact élastoplastique réelle : Pression, contraintes élastoplastiques, contrainte de Von Mises, déformations élastoplastiques et contraintes résiduelles. . . . .	71
4.1	Mise en équations des critères multiaxiaux. . . . .	86
4.2	Caractéristiques des galets pour la simulation d'une rugosité sinusoïdale proche du réel	87
4.3	Caractéristiques des galets pour la simulation de la configuration réelle. . . . .	92



## FOLIO ADMINISTRATIF

### THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : BERTHE  
(avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)

DATE de SOUTENANCE : 10 Octobre 2014

Prénoms : Laure

TITRE : Durée de vie des contacts rugueux roulants

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2014-ISAL-0097

Ecole doctorale : M.E.G.A.

Spécialité : Mécanique

Cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis CLASSE :

#### RESUME :

La tenue des surfaces des contacts rugueux roulants est un problème crucial dans l'évaluation de la durée de vie des mécanismes. Cette durée de vie est conditionnée dès les premiers cycles par le rodage puis par les mécanismes de fatigue des surfaces. Le rodage est défini par le temps nécessaire à l'accommodation géométrique des surfaces rugueuses entre elles, à l'interface du contact. La charge transmise sur une faible aire de contact par rapport à l'aire apparente, crée des pressions importantes qui induisent de fortes contraintes en couche superficielle et des déformations plastiques de la microgéométrie. Cette plastification a lieu dans les tous premiers cycles puis la surface se stabilise, c'est le rodage. La répétition cyclique des sollicitations au cours du fonctionnement conduit enfin à l'endommagement du matériau et des avaries en surface telles que des micro-écaillés. Après une étude bibliographique sur le contact roulant rugueux et les dispositifs expérimentaux existants, la difficulté de ce type d'analyse est mise en évidence. Elle consiste à effectuer un suivi en continu de l'évolution de l'état de surface du contact à une échelle suffisamment fine et précise. Une micro-machine bi-disque a été développée afin de réaliser ce suivi quasi "in-situ" à l'échelle des rugosités permettant d'identifier les mécanismes de rodage et de dégradation. Un protocole expérimental précis permet de mesurer les surfaces antagonistes dans les premiers cycles correspondant au rodage. Les surfaces vierges mesurées sont utilisées comme paramètre d'entrée d'une simulation numérique du contact rugueux d'une sphère sur un plan. La déformée de surface numériquement obtenue à l'état stabilisé est comparée à celle mesurée expérimentalement à la fin du rodage. La très bonne superposition de ces résultats permet de valider cette méthode et les résultats numériques tels que les contraintes résiduelles et déformations plastiques. Les surfaces à l'état stabilisé obtenues, sont exploitées à travers différents critères de fatigue multiaxiaux. Les résultats numériques sont également comparés aux observations expérimentales pour déterminer le critère le plus adapté à cette analyse et permettant d'expliquer la formation de fissures et d'avaries de surfaces.

MOTS-CLES : fatigue des contacts roulants, rodage, surfaces rugueuses, plasticité, expérimentale, simulation numérique

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures  
UMR CNRS 5259 – INSA de Lyon  
18-20 rue des Sciences  
69621 Villeurbanne Cedex FRANCE

Directeur de thèse: Pr. A.A. LUBRECHT

Président de jury : Pr. H. MAITOURNAM

Composition du jury : FABRE Agnès,  
OLIVEIRA SEABRA Jorge Humberto,  
BOHER Christine,  
MAITOURNAM Habibou,  
LUBRECHT Antonius Adrianus,  
BAIETTO Marie-Christine,  
SAINOT Philippe.



