ÉCOLE CENTRALE LYON

N° 2016 - 02

Thèse de l'Université de Lyon

délivrée par l'Ecole Centrale de Lyon

Spécialité : Matériaux

soutenue publiquement le 25 Janvier 2016

par

Gilles AUREGAN

Ingénieur INP-ENSIACET

Tribologie des contacts dans les vis à rouleaux satellites

Ecole Doctorale Matériaux de Lyon

Composition du Jury

Philippe VERGNE	Président
Cécile LANGLADE	Rapporteur
Aurélien SAULOT	Rapporteur
Jean-Michel BERGHEAU	Examinateur
Jean-Yves PARIS	Examinateur
Philippe KAPSA	Directeur de thèse
Vincent FRIDRICI	Co-directeur de thèse
Ludovic DUFAY	

UNIVERSITÉ DE LYON

Avant propos

Cette thèse est le résultat d'un partenariat entre la société Messier-Bugatti-Dowty appartenant au groupe SAFRAN, et le Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes de l'école Centrale de Lyon.

Je remercie vivement les personnes ayant directement contribué à ces travaux, à commencer par mes encadrant académiques Ph. Kapsa et V. Fridrici, et en entreprise L. Dufay, A. Bertinotti, G. Balducci, et F. Rodrigues.

Je remercie tout particulièrement G. Bouvard, D. Roux et M. Guibert pour leur aide considérable dans le développement du dispositif expérimental.

La thèse a touché à différents aspects de la tribologie. Je suis donc aller rencontrer les personnes du laboratoire, enseignants-chercheurs, ingénieurs, doctorants… spécialisées dans chacun de ces domaines Ces rencontres furent particulièrement enrichissantes, et ont très largement participé aux résultats obtenus. Je remercie donc vivement toutes ces personnes.

J'adresse enfin mes derniers remerciements à l'ensemble de mes camarades de laboratoire grâce à qui j'ai véritablement passé trois bonnes années !

"Pour qu'une chose devienne intéressante, il suffit de la regarder assez longtemps"

(Flaubert)

SOMMAIRE

Le manuscrit est divisé en trois parties constituées de plusieurs chapitres. Un sommaire détaillé est présenté en début de chaque partie.

GLOSSAIRE **4**

INTRODUCTION **7**

PARTIE I CONTEXTE, DESCRIPTION DU CONTACT, ET DEMARCHE EXPERIMENTALE **9**

CHAPITRE I.1 CONTEXTE INDUSTRIEL, DESCRIPTION GENERALE ET DEMARCHE PROPOSEE **11**

1 CONTEXTE INDUSTRIEL 11

2 ARCHITECTURE DES ACTIONNEURS ELECTROMECANIQUES (EMA) 12

3 SYSTEMES VIS/ECROU : VAB ET VAR 12

4 RETOUR D'EXPERIENCE ET ENDOMMAGEMENT DANS LA VAR 16

5 DEFINITION DES OBJECTIFS ET DEMARCHE ADOPTEE 21

CHAPITRE I.2 MECANIQUE DU CONTACT DANS LA VIS A ROULEAUX **23**

1 DESCRIPTION STATIQUE DU CONTACT 23

2 DESCRIPTION DYNAMIQUE DU CONTACT 27

3 PUISSANCE DISSIPEE : SUSCEPTIBILITE AU GRIPPAGE 35

4 CONCLUSIONS 39

CHAPITRE I.3 DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET ESSAIS PRELIMINAIRES **41**

1 SIMULATION EXPERIMENTALE DU CONTACT DANS LA VAR 41

2 INSTRUMENTATION ET GAMMES DE SOLLICITATION 46

3 MATERIAUX ET ETAT DE SURFACE 47

4 ESSAIS PRELIMINAIRES NON LUBRIFIES 48

5 CONCLUSIONS 50

REFERENCES **51**

PARTIE II COMPORTEMENT DU CONTACT GRAISSE 53

CHAPITRE II.1 INTRODUCTION SUR LE CONTACT LUBRIFIE A LA GRAISSE 55

1 GENERALITES SUR LA GRAISSE 55

2 LUBRIFICATION DES MECANISMES DE ROULEMENT 57

3 REGIMES D'ALIMENTATION DU CONTACT ROULANT GRAISSE 60

4 CONCLUSIONS 63

CHAPITRE II.2 MECANISMES DE LUBRIFICATION A LA GRAISSE EN ROULEMENT ET GLISSEMENT 65

1 PROTOCOLE EXPERIMENTAL 65

2 ESSAIS DE CARACTERISATION : COURBES DE TRACTION TRANSVERSE 68

3 LUBRIFICATION A LA GRAISSE EN ROULEMENT SANS GLISSEMENT 70

4 REGIMES DE LUBRIFICATION EN ROULEMENT ET GLISSEMENT TRANSVERSE 71

5 COMPORTEMENT DU CONTACT EN REGIME SOUS-ALIMENTE 76

6 CONCLUSIONS 81

CHAPITRE II.3 INFLUENCE DES CONDITIONS D'ESSAI SUR LA LUBRIFICATION ET L'ENDOMMAGEMENT 83

1 INFLUENCE DES PARAMETRES IMPOSES 83

2 CINEMATIQUE ALTERNEE 86

3 PROPRIETES ET MISE EN ŒUVRE DE LA GRAISSE 88

4 INFLUENCE DE L'ETAT DE SURFACE 89

5 CONCLUSIONS 91

CHAPITRE II.4 IMPLICATIONS SUR LE DIMENSIONNEMENT 93

1 CHOIX DU PAS DE VIS 93

2 PRESSION DE CONTACT 94

3 ETAT DE SURFACE 94

4 TYPE DE GRAISSE ET MISE EN ŒUVRE 94

5 PREDICTION DE L'ENDOMMAGEMENT 95

6 CONCLUSIONS 95

REFERENCES 96

PARTIE III ETUDE D'UNE SOLUTION TRIBOLOGIQUE : REVETEMENT WC/C 99

CHAPITRE III.1 CHOIX D'UN REVETEMENT ANTI-GRIPPAGE : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE 103

1 INTRODUCTION 103

2 REVETEMENTS TRIBOLOGIQUES : REVUE DE L'EXISTANT 104

3 REVETEMENT MULTICOUCHES WC/C 107

4 CONCLUSIONS 109

CHAPITRE III.2 MECANISMES DE FONCTIONNEMENT DU REVETEMENT WC/C 111

1 PROTOCOLE EXPERIMENTAL 111

2 ETAPES GENERALES DE FONCTIONNEMENT DU REVETEMENT 112

3 ACCOMMODATION ET COMPORTEMENT STATIONNAIRE DU REVETEMENT 113

4 INFLUENCE DES CONDITIONS OPERATOIRES SUR L'ACCOMMODATION ET LA PHASE STATIONNAIRE 119

5 CONCLUSIONS 127

CHAPITRE III.3 MECANISMES D'ENDOMMAGEMENT DU REVETEMENT WC/C 129

1 ENDOMMAGEMENT PAR USURE ABRASIVE 129

2 ENDOMMAGEMENT PAR FATIGUE 133

3 INFLUENCE DES CONDITIONS OPERATOIRES SUR L'ENDOMMAGEMENT 143

4 INFLUENCE D'AUTRES PARAMETRES SUR L'ENDOMMAGEMENT 152

5 CONCLUSIONS SUR L'ENDOMMAGEMENT 159

CHAPITRE III.4 COMPORTEMENT DU REVETEMENT EN CONTACT GRAISSE 161

1 SURFACE POLIE 161

2 SURFACE RUGUEUSE 163

3 CONCLUSIONS 164

CHAPITRE III.5 IMPLICATIONS SUR LE DIMENSIONNEMENT 165

1 CONDITIONS D'UTILISATION OPTIMALES DU REVETEMENT 165

2 ENDOMMAGEMENT DU REVETEMENT 166

3 LUBRIFICATION SUPPLEMENTAIRE 167

4 CONCLUSIONS 167

REFERENCES 168

CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES 173

GLOSSAIRE

Sigles

EMA	Electro-Mechanical Actuators
VAB	Vis à billes
VAR	Vis à rouleaux
DLC	Diamond Like Carbon
WC/C	Carbure de tungstène / carbone

Paramètres de la vis à rouleaux

Paramètres géométriques

R_{vis}	mm	Rayon primitif de la vis
$R_{rouleau}$	mm	Rayon primitif des rouleaux
$R_{écrou}$	mm	Rayon primitif de l'écrou
R_c	mm	Rayon de courbure du filet des rouleaux
P_{vis}	mm	Pas réel du filet de la vis
P_{ap}	mm	Pas apparent du filet de la vis
$P_{rouleau}$	mm	Pas du filet des rouleaux
$P_{écrou}$	mm	Pas réel du filet de l'écrou
$L_{rouleau}$	mm	Longueur en prise des rouleaux
α_{vis}	°	Angle d'hélice du filet de la vis
$\alpha_{rouleau}$	°	Angle d'hélice du filet des rouleaux
$\alpha_{écrou}$	°	Angle d'hélice du filet de l'écrou
β	°	Angle d'inclinaison des filets, habituellement égal à 45°
N_e	-	Nombre d'entrées des filets de la vis et de l'écrou (5 ou 6 en général)
$N_{rouleaux}$	-	Nombre de rouleaux
N_{tot}	-	Nombre de contacts à l'interface vis/rouleau ou rouleau/écrou
$N_{c\ vis}$	-	Nombre de contacts pour un point d'un filet de la vis, en un tour de vis
$N_{c\ rouleau}$	-	Nombre de contacts pour un point d'un filet d'un rouleau, en un tour de vis

Efforts

F	N	Chargement sur l'écrou
F_z	N	Effort axial au contact vis/rouleau (dans l'axe de la vis)
F_n	N	Effort normal au contact vis/rouleau
F_t	N	Effort de frottement dans le plan du contact vis/rouleau

Paramètres angulaires et de vitesse dans le référentiel fixe de l'écrou

ω_{vis}	rad/s	Vitesse de rotation de la vis
$\omega_{rouleau}$	rad/s	Vitesse de rotation des rouleaux
θ_{vis}	rad	Angle de rotation de la vis
θ_{orb}	rad	Déplacement angulaire des rouleaux pour un angle de vis θ_{vis}
θ_{roul}	rad	Angle balayé en roulement par les rouleaux pour un angle de vis θ_{vis}
V_{vis}	m/s	Vitesse d'un point sur le filet de la vis
$V_{rouleau}$	m/s	Vitesse d'un point sur le filet d'un rouleau
V_{orb}	m/s	Vitesse de déplacement orbital des rouleaux
V_{ce}	m/s	Vitesse de déplacement du contact rouleau/écrou
V_{ax}	mm/s	Vitesse d'extension : vitesse de déplacement axial de l'écrou

Paramètres cinématiques du contact ponctuel vis/rouleau dans le référentiel de la vis

V_{cv}	m/s	Vitesse totale du contact ponctuel
V_{roul}	m/s	Vitesse de roulement, dans la direction du mouvement orbital
$V_{ax\ gliss}$	m/s	Vitesse de glissement, dans la direction axiale
V_{gliss}	m/s	Vitesse de glissement, dans le plan du contact
τ	-	Taux de glissement transverse du contact ponctuel (V_{gliss} / V_{roul})

Paramètres de l'ellipse du contact vis/rouleau

a	µm	Demi longueur de l'ellipse, dans la direction Y du roulement
b	µm	Demi largeur de l'ellipse, dans la direction X
p	GPa	Pression de contact en un point de l'ellipse de coordonnées x,y
p_{max}	GPa	Pression de contact maximale dans l'ellipse
P	GPa	Pression moyenne de Hertz
ω_{spin}	rad/s	Vitesse de rotation de *spin*
R_{spin}	µm	Distance d'un point de l'ellipse x,y au centre de l'ellipse
y_e	µm	Distance du centre de *spin* au centre de l'ellipse
$v_{gliss\ spin}$	m/s	Vitesse de glissement liée au *spin* en un point de l'ellipse x,y
R	µm	Distance d'un point de l'ellipse x,y au centre de *spin*
v_{gliss}	m/s	Vitesse de glissement en un point de l'ellipse x,y

Calculs de puissance dissipée

k	-	Facteur entre le pas de la VAR n°1 et celui de la VAR n°k
$R_{c\ k}$	mm	Rayon de courbure des rouleaux de la VAR n°k
$F_{n\ k}$	N	Effort normal sur un contact vis/rouleau de la VAR n°k
Φ_k	W	Puissance dissipée dans toute l'ellipse de contact de la VAR n°k

Paramètres du tribomètre

R_{galet}	mm	Rayon primitif du galet
$R_{c\ galet}$	mm	Rayon de courbure du galet
R_{disque}	mm	Rayon de contact sur le disque
ω_{galet}	rad/s	Vitesse de rotation du galet
ω_{disque}	rad/s	Vitesse de rotation du disque
Δ	µm	Décalage du support du galet
V_{Δ}	µm/s	Vitesse de décalage du support
θ	°	Angle de glissement induit par Δ
τ	-	Taux de glissement transverse
V_{disque}	m/s	Vitesse d'un élément du disque au contact
V_{roul}	m/s	Vitesse d'un élément du galet au contact : vitesse de roulement
V_{gliss}	m/s	Vitesse de glissement au contact
F_n	N	Effort normal appliqué
F_t	N	Effort tangentiel mesuré
μ	-	Coefficient de frottement (F_t / F_n)

Paramètres matériaux

R_m	GPa	Résistance mécanique
E	GPa	Module de Young
ν	-	Coefficient de Poisson
Ra	µm	Écart moyen arithmétique du profil de rugosité

INTRODUCTION

Les enjeux de ce travail de thèse sont d'apporter des éléments de compréhension sur le fonctionnement et les mécanismes d'usure dans les systèmes de vis à rouleaux satellites, et de dégager des critères de dimensionnement basés sur la tribologie pour en améliorer la durée de vie. Ce travail s'est déroulé dans le cadre d'une thèse CIFRE entre Messier-Bugatti-Dowty (groupe SAFRAN) et le Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, à l'Ecole Centrale de Lyon.

Contexte et objectifs de la thèse

Dans l'aéronautique, les actionneurs hydrauliques tendent à être remplacés par des actionneurs électriques qui permettent de gagner globalement en masse, en maintenance, et en consommation de carburant. Certains actionneurs électriques sont déjà en service mais ils font intervenir des technologies dont la maturité est encore insuffisante pour permettre leur utilisation sur des applications critiques sous fortes charges, telles que le relevage de train d'atterrissage.

Ces équipements utilisent des systèmes de vis à billes ou de vis à rouleaux qui permettent de transformer un mouvement de rotation, généré par une motorisation électrique, en un mouvement de translation. Les vis à rouleaux font l'objet d'une utilisation plus limitée que les vis à billes, mais elles sont plus intéressantes pour des applications sous fortes charges car leur pas de vis peut être très fin, ce qui minimise le couple et la puissance à fournir. Malgré leur intérêt, ces vis à rouleaux présentent des durées de vie bien inférieures à celles calculées en fatigue de roulement, à cause de l'existence d'endommagements plus soudains et moins prévisibles que la fatigue, comme l'adhésion-grippage. Ces problématiques d'usure limitent par conséquent l'utilisation des vis à rouleaux pour des applications critiques.

Cette étude vise à améliorer la durée de vie en usure des vis à rouleaux en identifiant des critères de dimensionnement basés sur la tribologie, et en évaluant des solutions de protection qui permettraient une meilleure prédiction de l'endommagement. On s'attachera donc à déterminer quels sont les mécanismes d'usure dans les vis à rouleaux, et comment ceux-ci dépendent des caractéristiques géométriques, des propriétés des matériaux et des conditions d'utilisation et de lubrification.

Démarche d'analyse

Le manuscrit est présenté en trois parties, constituées de plusieurs chapitres.

La partie I présentera tout d'abord le contexte industriel de la recherche, ainsi qu'une synthèse du retour d'expérience sur l'endommagement des vis à rouleaux. Ceci permettra de définir plus précisément les objectifs scientifiques et techniques. Une description de la mécanique du système sera d'abord proposée pour identifier les caractéristiques statiques et cinématiques des contacts entre les pièces filetées, et les relier aux paramètres dimensionnels de la vis et aux propriétés des matériaux. La démarche adoptée pour simuler un de ces contacts en laboratoire et pour en faire varier les caractéristiques (pression de contact, glissement, vitesse etc.) sera ensuite détaillée. Enfin, les résultats d'essais préliminaires en contact sec acier/acier seront présentés. Ils permettront d'identifier les mécanismes d'usure à éviter, et de mettre en évidence la nécessité d'une lubrification et/ou d'une protection alternative.

La partie II sera consacrée à l'étude du comportement en contact graissé, c'est-à-dire dans la configuration la plus courante actuellement. Les différents régimes de lubrification spécifiques y seront d'abord présentés, en particulier ceux qui sont susceptibles de favoriser un endommagement. Les mécanismes de lubrification qui se produisent lors des essais de laboratoire seront ensuite détaillés, et les conditions de contact qui favorisent l'apparition de régimes sévères seront identifiées. Enfin, un dernier chapitre sera consacré aux implications des résultats expérimentaux sur le choix des paramètres d'une vis à rouleaux dans un actionneur : dimension du pas de vis, vitesse d'actionnement, charge, rugosité des surfaces etc.

La partie III sera consacrée à l'étude d'un revêtement de protection contre l'usure, dont le but est de combler les lacunes de la graisse en assurant une durée de vie plus longue, plus répétable et plus prévisible. Une revue de l'existant sera proposée, et l'étude se concentrera ensuite sur un revêtement composite WC/C dont les mécanismes d'action et les modes d'endommagement (en contact non graissé, et en présence de graisse) seront détaillés. Une analyse quantitative permettra enfin de déterminer à quelles conditions de contact correspondent chacun de ces endommagements, de façon à établir en dernier lieu des recommandations sur les conditions d'utilisation du revêtement.

Enfin, les conclusions générales et les perspectives de ce travail de thèse seront présentées.

La figure 1 résume le plan du manuscrit et les liens entre les différentes parties.

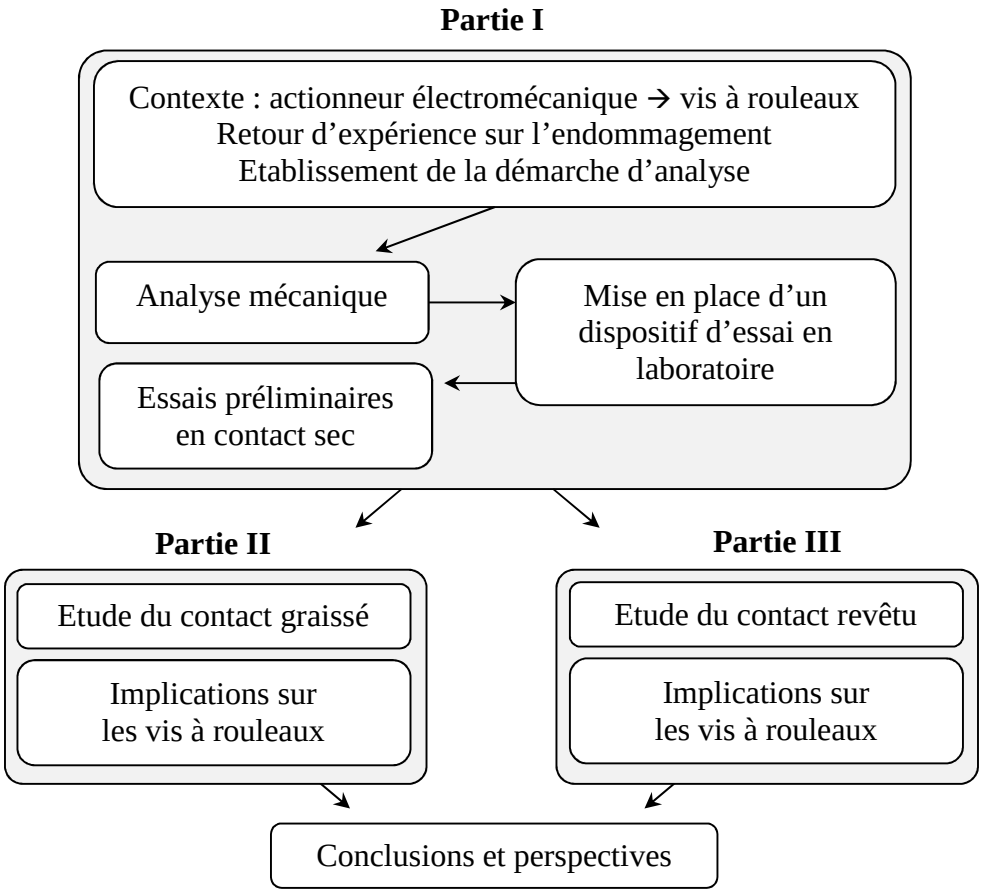


Figure 1. Plan du manuscrit.

PARTIE I

Contexte, description du contact, et démarche expérimentale

Cette première partie est consacrée à la définition des objectifs, à l'analyse mécanique du contact à étudier, et à la présentation de la démarche expérimentale. Le chapitre I.1 présente le contexte industriel, le fonctionnement général des vis à billes et à rouleaux, et le retour d'expérience sur leurs modes d'endommagement. Cette analyse permettra de définir les objectifs de ce travail et de proposer une démarche pour y répondre. Le chapitre I.2 est consacré à l'analyse mécanique du contact vis/rouleau. On présentera d'abord les caractéristiques du contact elliptique statique, pression et dimensions de l'ellipse, puis les composantes cinématiques, vitesses de roulement et de glissement. Une étude de l'influence du design de la VAR sur la puissance dissipée dans le contact sera également proposée. Le chapitre I.3 détaillera enfin le dispositif expérimental retenu pour reproduire et étudier le contact décrit précédemment. Des essais préliminaires de référence en contact non lubrifié et non revêtu seront également présentés.

CHAPITRE I.1 CONTEXTE INDUSTRIEL, DESCRIPTION GENERALE ET DEMARCHE PROPOSEE 11

1 CONTEXTE INDUSTRIEL 11

2 ARCHITECTURE DES ACTIONNEURS ELECTROMECANIQUES (EMA) 12

3 SYSTEMES VIS/ECROU : VAB ET VAR 12

3.1 VIS A BILLES (VAB) 12
3.2 VIS A ROULEAUX (VAR) 13
3.3 MATERIAUX ET ETAT DE SURFACE DANS LES VAR 14

4 RETOUR D'EXPERIENCE ET ENDOMMAGEMENT DANS LA VAR 16

4.1 GRIPPAGE DANS LES MECANISMES DE ROULEMENT COURANTS 16
4.2 RETOUR D'EXPERIENCE SUR LES VIS A ROULEAUX 18
4.3 SYNTHESE SUR LES MODES D'ENDOMMAGEMENT 20

5 DEFINITION DES OBJECTIFS ET DEMARCHE ADOPTEE 21

CHAPITRE I.2 MECANIQUE DU CONTACT DANS LA VIS A ROULEAUX 23

1 DESCRIPTION STATIQUE DU CONTACT 23

1.1 GEOMETRIE DU CONTACT ET PARAMETRES DE L'ELLIPSE 23
1.2 DISTRIBUTION DE L'EFFORT LE LONG DES ELEMENTS 25

2 DESCRIPTION CINEMATIQUE DU CONTACT 27

2.1 VITESSE DE ROULEMENT AU CONTACT 27
2.2 VITESSE DE GLISSEMENT AU CONTACT 28

2.3 VITESSES DE GLISSEMENT DANS L'ELLIPSE DE CONTACT 30
2.4 CONCLUSIONS 34

3 PUISSANCE DISSIPEE : SUSCEPTIBILITE AU GRIPPAGE 35

3.1 PRESSION DE CONTACT 35
3.2 VITESSE DE GLISSEMENT 36
3.3 PUISSANCE DISSIPEE 37
3.4 CONCLUSIONS 38

4 CONCLUSIONS 39

CHAPITRE I.3 DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET ESSAIS PRELIMINAIRES 41

1 SIMULATION EXPERIMENTALE DU CONTACT DANS LA VAR 41

1.1 GEOMETRIE DES ECHANTILLONS ET DU CONTACT, ET FONCTIONNEMENT DU TRIBOMETRE 41
1.2 REPRESENTATIVITE DE L'ELLIPSE DE CONTACT 43
1.3 CINEMATIQUE D'ESSAI 45

2 INSTRUMENTATION ET GAMMES DE SOLLICITATION 46

3 MATERIAUX ET ETAT DE SURFACE 47

4 ESSAIS PRELIMINAIRES NON LUBRIFIES 48

5 CONCLUSIONS 50

REFERENCES 51

CHAPITRE I.1 Contexte industriel, description générale et démarche proposée

Ce chapitre présente le contexte industriel dans lequel s'inscrit l'étude, et apporte une description des composants de types vis à billes et vis à rouleaux utilisés dans les actionneurs. Une synthèse sur leurs modes d'endommagement permettra ensuite d'expliciter les objectifs de l'étude et la démarche expérimentale adoptée.

1 Contexte industriel

SAFRAN est un groupe international de haute technologie, équipementier de premier rang dans les domaines de l'aéronautique, de l'espace, de la défense et de la sécurité. Implanté sur tous les continents, le Groupe emploie 69 000 personnes pour un chiffre d'affaires de 15,4 milliards d'euros en 2014 [I.1]. Il est constitué de plusieurs entreprises spécialisées dans les équipements d'aéronefs, avions militaires et civils, hélicoptères, lanceurs et satellites. La société Messier-Bugatti-Dowty (MBD) produit des systèmes de trains d'atterrissage et des systèmes hydrauliques.

Depuis plusieurs années, de nombreuses innovations, comme le développement de systèmes électriques, sont motivées par des normes environnementales. L'exemple le plus récent chez MBD est l'*Electric Green Taxiing System* (EGTS) qui consiste en l'installation de moteurs électriques sur les roues du train principal d'avions court-courriers (type A320) pour éviter aux appareils d'utiliser les moteurs au sol, et réduire ainsi la consommation de carburant. Un autre exemple est l'étude d'actionneurs électriques, en remplacement des actionneurs hydrauliques. Le principe d'un actionneur est de générer un mouvement de translation. Dans les équipements développés par MBD, on en trouve à plusieurs endroits sur un train d'atterrissage : dans les systèmes de freinage pour compresser les disques en carbone (Figure I.1.a), dans les boitiers d'accrochage qui maintiennent le train dans la soute (Figure I.1.b), dans le système d'orientation du train avant (flèche du bas Figure I.1.c), dans le système de relevage du train (flèche du haut Figure I.1.c), et dans les systèmes d'ouverture et fermeture des portes du train.

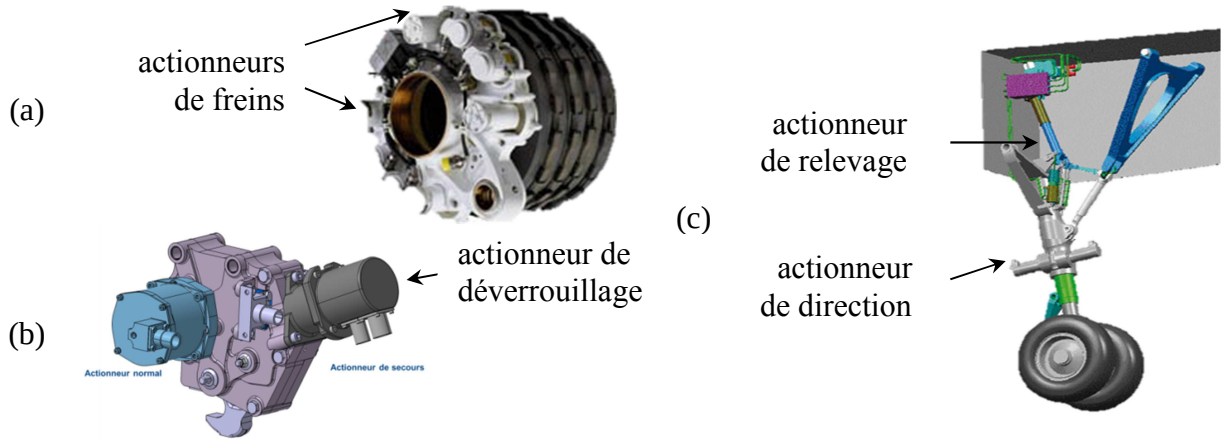


Figure I.1. Exemples d'actionneurs sur les systèmes de trains d'atterrissage [I.2] :
(a) système de frein électrique ; (b) système de déverrouillage électrique ;
(c) système de relevage et d'orientation du train avant.

Plus largement sur l'appareil, on trouve des actionneurs sur les commandes de vol et les systèmes de déploiement des volets et becs de voilure. Jusqu'à présent, la plupart de ces actionneurs sont hydrauliques, et nécessitent par conséquent une centrale hydraulique et un système complexe de conduites et de vannes. Cette installation hydraulique s'ajoute à l'installation électrique dont l'énergie est fournie par le groupe auxiliaire de puissance (APU). Le remplacement des équipements hydrauliques par des systèmes uniquement électriques permettrait de s'affranchir de l'installation hydraulique. L'avion « tout électrique » ne contiendrait donc plus que le groupe auxiliaire de puissance, ce qui permettrait un gain en masse important, une économie de carburant, ainsi qu'un gain en maintenance car les systèmes électriques nécessitent moins d'entretien que les équipements hydrauliques. Certains systèmes comprennent déjà des actionneurs électromécaniques (Electro-Mechanical Actuators ou EMA) certifiés sur appareil. On peut citer par exemple les actionneurs de freinage du Boeing-787 (Figure I.1.a) développés par MBD, et les actionneurs de volets de voilure fabriqués par la société SAGEM. Toutefois, ces actionneurs électriques ne sont employés que pour des applications peu critiques, ou bien en systèmes redondants, du fait de leur manque de maturité et de fiabilité par rapport aux actionneurs hydrauliques. Ceci est principalement lié au fait que ces équipements utilisent des technologies présentant des risques de défaillance plus importants.

2 Architecture des actionneurs électromécaniques (EMA)

Pour beaucoup d'applications, ces actionneurs sont constitués de trois ensembles principaux (Figure I.2) : le groupe auxiliaire alimente un ou plusieurs moteur(s) électrique(s) relié(s) à un ensemble de pignons qui entraîne un système vis-écrou. Ce dernier composant transforme le mouvement de rotation en un mouvement de translation, et génère donc l'extension du vérin. L'ensemble vis/écrou est l'élément clé puisqu'il supporte par ailleurs la charge actionnée par le vérin. Son principe de base est d'utiliser des éléments roulants entre l'écrou et la vis qui réduisent considérablement le frottement. Il existe principalement deux types de vis : les vis à billes (VAB) et les vis à rouleaux (VAR).

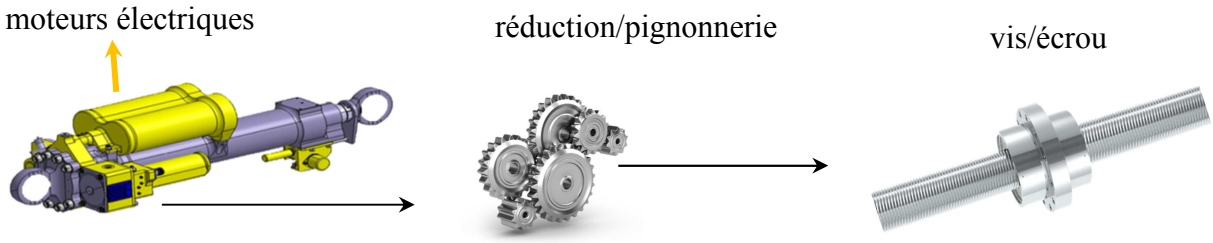


Figure I.2. Architecture générale des EMA [I.2].

3 Systèmes vis/écrou : VAB et VAR

3.1 Vis à billes (VAB)

La vis à billes est la plus courante (Figure I.3a). La vis et l'écrou comprennent deux gorges entre lesquelles circulent des billes, et le système peut être défini comme un roulement à billes hélicoïdal. Le maintien des billes dans le système peut être assuré par un circuit de recirculation externe (une conduite), ou bien par un système de recirculation en boucle dans

l'écrou. Le mécanisme peut être lubrifié, à l'huile ou à la graisse, ou ne pas être lubrifié dans certains cas. Il est utilisé dans de nombreux secteurs industriels, et en particulier, dans l'aéronautique, par la société SAGEM pour l'actionnement des volets de voilure, et par MBD pour les freins électriques.

Le retour d'expérience sur l'endommagement des VAB est assez conséquent et leur géométrie, proche de celle des roulements à billes, permet d'établir des modèles de prédiction de durée de vie fiables en fatigue de roulement.

La géométrie des gorges et des billes ne permet toutefois pas d'atteindre des pas très fins. Or, le pas est un paramètre essentiel dans le dimensionnement des actionneurs : plus le pas est grand et plus le couple à fournir est important, ce qui implique de disposer de moteurs de forte puissance, donc encombrants, et/ou d'utiliser des pignons de réduction qui rajoutent de la masse, du volume, et des risques de défaillance. Par soucis de gain d'espace et de masse, les équipements aéronautiques sont par ailleurs dimensionnés au plus juste, ce qui implique qu'en termes de contraintes mécaniques, les systèmes sont souvent sollicités au maximum de la résistance des matériaux. Pour des fortes charges, le diamètre de bille nécessaire peut être tellement grand que les dimensions globales de l'équipement seront plus importantes que pour un équipement hydraulique équivalent, ce qui va à l'encontre de l'objectif d'électrification.

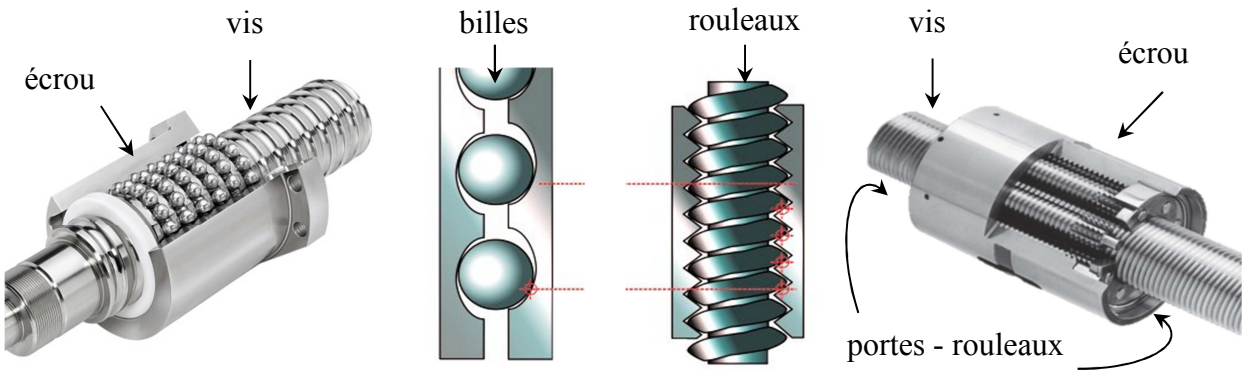


Figure I.3. Comparaison des systèmes vis/écrou :
(a) vis à billes [SV Hi-Tech®] ; (b) vis à rouleaux [SKF®].

3.2 Vis à rouleaux (VAR)

Les vis à rouleaux utilisent des pièces filetées à la place des gorges et des billes (Figure I.3.b). On distingue deux types de vis à rouleaux : les vis à rouleaux à recirculation, qui n'incluent pas de glissement aux points de contact entre les rouleaux et la vis, et qui sont adaptées aux faibles charges et au positionnement de précision, et les vis à rouleaux satellites qui sont adaptées aux fortes charges et qui, on le verra, comportent une composante de glissement entre la vis et les rouleaux. C'est ce dernier type de vis qui est envisagé pour les applications EMA. La géométrie des VAR est particulièrement intéressante parce que, pour un encombrement identique, la densité de contacts par unité de longueur est plus grande que pour une VAB (schéma central de la Figure I.3). Cela permet d'une part de réduire l'encombrement global du composant pour une charge donnée, et d'autre part d'atteindre des pas nettement plus faibles que pour les VAB, et donc de réduire la masse, l'encombrement, et les risques théoriques de défaillances de l'actionneur.

La VAR est constituée d'un ensemble de rouleaux filetés (habituellement une dizaine), qui roulent contre la vis filetée et contre l'écrou fileté. La vis est fixe en translation et libre en rotation. La partie mobile du vérin est directement reliée à l'écrou. Le couple imposé à la vis entraîne la rotation et le déplacement orbital des rouleaux et ainsi la translation de l'ensemble écrou + rouleaux. La synchronisation de l'ensemble des rouleaux est garantie par un système de dentures (Figure I.4.a) et par une pièce annulaire appelé porte-rouleaux. Le mouvement des rouleaux s'apparente donc à celui des satellites d'un train épicycloïdal. Le chargement axial est habituellement porté par l'écrou et transmis aux composants par l'ensemble des contacts ponctuels entre les filets des éléments (points rouges sur la Figure I.4.b). Ce sont ces contacts qui seront étudiés dans toute la suite de l'étude. Pour un meilleur rendement, les filets sont orientés à 45°, droits pour la vis et l'écrou, et bombés pour les rouleaux.

Pour les applications de relevage de train, le vérin s'étend et se rétracte. Le déplacement de l'écrou est donc alternativement orienté dans un sens puis dans l'autre, mais le chargement est toujours dirigé dans le même sens. Par conséquent, il n'y a qu'un seul flanc de filet qui travaille (points rouges sur la Figure I.4.b).

Les dimensions des VAR sont très variables selon les applications. Pour les actionneurs aéronautiques, le diamètre de la vis est habituellement de l'ordre de 30 mm, et le diamètre de l'écrou de l'ordre 50 mm. Les longueurs des rouleaux et de l'écrou sont également de l'ordre de 50 – 60 mm. Pour ce type de dimensions, les pas de vis peuvent aller de 2 à 15 mm. On verra par la suite que le choix du pas de vis dépend largement de l'application, et conditionne la vitesse de roulement aux points de contact.

Bien qu'elles présentent un avantage théorique important pour les EMA, les vis à rouleaux ont été utilisées moins largement que les vis à billes dans l'aéronautique du fait de leurs modes d'endommagement particuliers. Ces modes seront précisés au paragraphe 4.

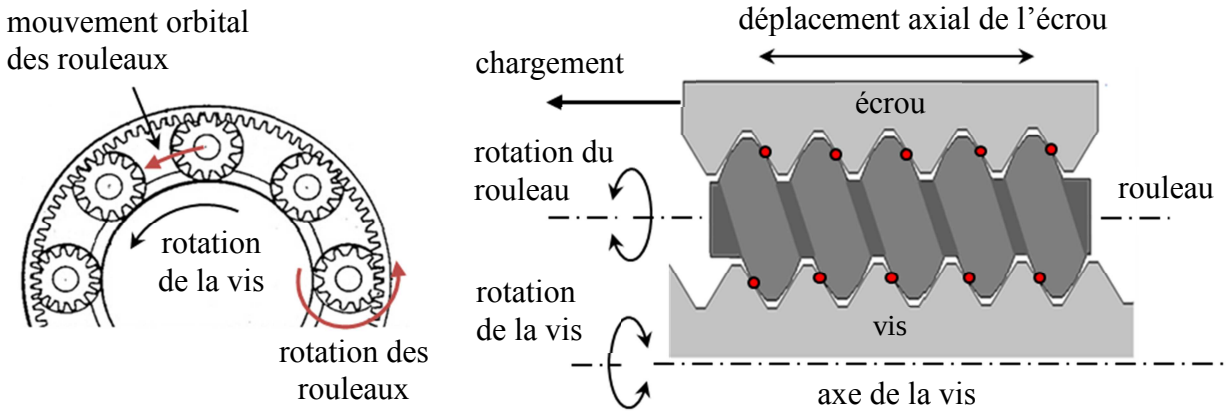


Figure I.4. Coupes schématiques de la vis à rouleaux satellites :
(a) coupe dans l'axe de la vis au niveau des dentures de synchronisation ;
(b) coupe dans la longueur.

3.3 Matériaux et état de surface dans les VAR

L'orientation vers des technologies plus électriques, peu encombrantes, et nécessitant peu de maintenance, pousse les industriels à privilégier des matériaux performants et résistants à la corrosion, comme les aciers inoxydables. Ils permettent en effet d'atteindre des propriétés

excellentes en traction et des duretés remarquables, bien qu'ils soient régulièrement considérés comme sujets aux problématiques d'usure. Les nuances majoritairement utilisées sur les VAR sont deux aciers inoxydables martensitiques à durcissement par trempe fournis par AUBERT & DUVAL : le XD15N-W pour la vis, et le XDBD-W pour les rouleaux et l'écrou. La vis est trempée par induction pour durcir seulement la partie extérieure filetée qui porte la charge, sans modifier la résilience à cœur. L'écrou et les rouleaux sont trempés dans la masse. Un acier inoxydable à durcissement par cémentation, le CX13VD-W, également produit par AUBERT & DUVAL, est de plus en plus envisagé par les fabricants de vis car il permet d'obtenir une meilleure résilience à cœur. Il est déjà largement utilisé pour les vis à billes, notamment pour les actionneurs de freins électriques du Boeing 787 et de plan horizontal de l'A380.

Les principaux éléments d'alliage des trois nuances sont récapitulés dans le Tableau I.1. Les traitements thermiques et quelques propriétés mécaniques de ces matériaux sont récapitulés dans le Tableau I.2.

Du fait de leur géométrie complexe, les éléments filetés des VAR ne sont pas rectifiés après usinage. Les surfaces affichent donc des rugosités très élevées (Ra = 0.4 µm) par rapport aux pièces de roulements plus classiques (Ra < 0.1 µm) [I.3]. Les fabricants de VAR préconisent par conséquent une phase de rodage à faible charge avant la mise en service pour accommoder les surfaces et atteindre le rendement théorique.

Le type de lubrifiant utilisé, huile ou graisse, dépend de l'application visée. Dans le cas des EMA, l'utilisation de graisse est privilégiée parce qu'elle garantit une présence constante de lubrifiant et limite les interventions de maintenance. L'AEROSHELL®22 est particulièrement adaptée aux fortes pressions présentes dans la VAR, notamment parce qu'elle contient des additifs extrême-pression et anti-usure. Les avantages et inconvénients de la graisse par rapport à l'huile seront développés au début de la partie II.

Tableau I.1. Composition chimique des aciers employés pour les VAR.

	C	Si	Mn	S	P	Ni	Cr	Mo	V	Fe
XD15N-W	0.43	0.26	0.37	< 0.001	0.02	< 0.30	15.5	1.8	0.29	comp
XDBD-W	0.98	0.41	0.46	< 0.001	0.015	0.21	17.7	0.4	-	comp
CX13VD-W	0.12	< 0.30	0.7	-	-	2.5	11.5	1.7	0.30	comp

Tableau I.2. Caractéristiques des aciers sélectionnés.

Nuance	Traitement thermique	Résistance mécanique R_m (GPa)	Dureté en surface (HRC)	Module de Young E (GPa)	Coefficient de Poisson ν
XD15N - W	Trempe induction + revenu 180°C	1.20	57-60	210	0.3
XDBD-W	Trempe + revenu 170°C	2.35			
CX13VD-W	Cémentation + revenu 250°C	1.34			

4 Retour d'expérience et endommagement dans la VAR

4.1 Grippage dans les mécanismes de roulement courants

La cinématique du contact entre les filets s'apparente à un mouvement de roulement. On peut donc faire le rapprochement avec des mécanismes plus courants comme les roulements et les butées à billes ou à rouleaux. Dans ces mécanismes, les modes d'endommagement se décomposent en deux grandes familles [I.4] : la fatigue de contact et l'usure, principalement adhésive.

La fatigue est liée aux passages répétés de l'élément roulant, qui amorce des fissures en profondeur, là où les contraintes de cisaillement sont maximales. Ces fissures peuvent déboucher à la surface et donner lieu à un écaillage. Ce type d'endommagement est particulièrement étudié par les fournisseurs de roulements parce qu'il est progressif, et prédictible via des modèles empiriques. Les normes de durée de vie de ce type de pièces sont d'ailleurs basées sur cet endommagement : on parle de la charge dynamique, c'est-à-dire de l'effort que pourra supporter la pièce pendant un nombre de cycles donné avant l'apparition d'écaillage. Pour des efforts trop importants, ce phénomène peut arriver de façon précipitée.

Toutefois, il a été constaté que, dans beaucoup de cas de figure industriels, d'autres endommagements plus soudains abrègent la durée de vie des pièces bien avant l'apparition de fatigue [I.5]. Le plus redouté est l'usure adhésive, aussi appelé adhésion-grippage, voire simplement grippage, qui correspond à la formation de microsoudures entre les éléments en contact qui, une fois généralisées, provoquent un blocage du système (*jamming*). Dans le cas des pièces de roulement, on parle de *smearing*, phénomène décrit par certains auteurs comme l'usure adhésive qui apparaît quand deux surfaces métalliques frottent sévèrement l'une contre l'autre [I.6]. Cet endommagement est particulièrement marqué et sévère pour les aciers inoxydables qui, du fait de la présence de chrome, présentent une forte affinité chimique.

Plusieurs auteurs [I.7] ont montré que ce type d'endommagement s'accompagne toujours d'une élévation du coefficient de frottement, et qu'il ne peut être généré qu'en présence de glissement. On peut alors considérer que cette usure est liée à deux éléments clés [I.4] : la performance de la lubrification, et la présence de glissement.

1. Quand la **lubrification** devient insuffisante pour séparer les surfaces, l'échauffement et les contraintes qui en résultent favorisent la création de liaisons fortes entre les aspérités [I.8].

2. Cet aspect peut être renforcé par la présence de **zones de micro-glissements** qui augmente le nombre de contacts entre aspérités au passage de l'élément roulant, et augmente donc l'apport énergétique. Dans les mécanismes de roulement usuels, on distingue principalement deux types de micro-glissements :

   - Le contact entre la bille et la gorge d'un roulement à billes est courbé et la vitesse de la surface de la bille n'est donc pas la même le long de la zone de contact. Par conséquent, toute l'ellipse de contact est en glissement, à part deux lignes de non glissement (Figure I.5.a). On parle de micro-glissements de Heathcote [I.9, 10]. Ces glissements sont significatifs quand il existe une grande conformité entre l'élément roulant et la piste, comme c'est le cas du contact bille/gorge.

- Dans les butées à rouleaux cylindriques (Figure I.5.b), l'axe de chaque rouleau est perpendiculaire à l'axe de rotation de la cage. Par conséquent, seule la partie centrale de l'ellipse de contact est en roulement pur. Tous les autres éléments de l'ellipse sont en glissement, avec des vitesses qui augmentent en s'éloignant du centre. Les lignes d'iso-vitesse de glissement décrivent alors des cercles concentriques, ce qui génère un couple de torsion. C'est un des cas de figure du phénomène appelé *spin* [I.11, 12] qui sera largement détaillé dans le prochain chapitre.

- A ces deux types de glissement peuvent s'ajouter des composantes de glissement cinématique. On verra dans le chapitre suivant de quelle façon les VAR y sont sujettes.

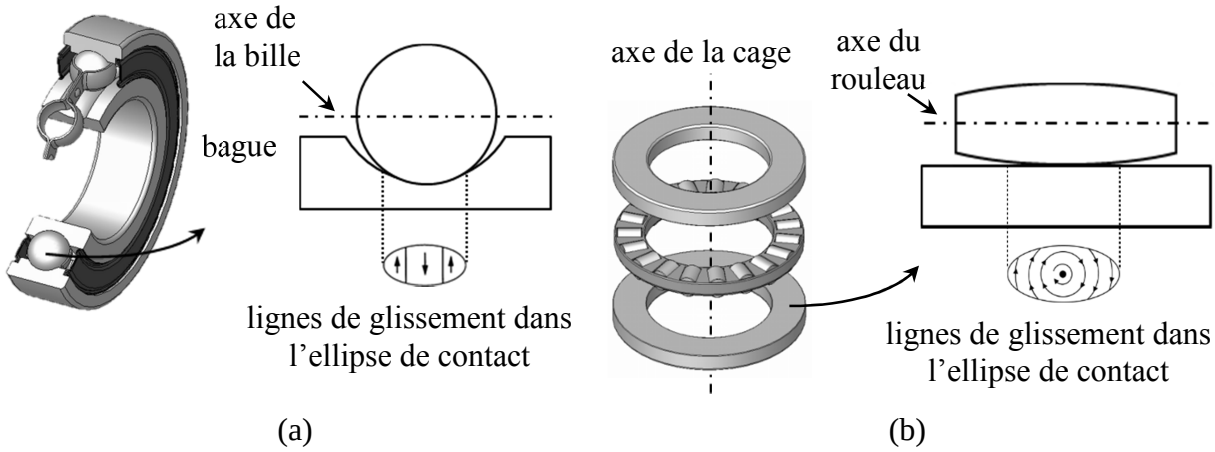


Figure I.5. Composantes de micro-glissement dans les mécanismes de roulement classiques : (a) glissement de Heathcote ; (b) phénomène de *spin*.

Contrairement à l'endommagement par fatigue-écaillage, le phénomène de grippage est plus difficile à anticiper car il est lié à la qualité de la lubrification qui peut largement varier pendant le fonctionnement de la pièce. Les fabricants de roulements utilisent généralement un critère de grippage, établi de façon empirique, qui correspond à une puissance dissipée par unité de surface, et qui s'exprime par le produit $\mu.P.V_{gliss}$, où μ est le coefficient de frottement, P est la pression moyenne de Hertz, et V_{gliss} la vitesse de glissement à l'interface. Ce critère permet également de comparer la susceptibilité au grippage de différents systèmes [I.7].
On verra dans les chapitres suivants que la cinématique de la VAR comprend une importante composante de glissement (V_{gliss}). On calculera donc la puissance dissipée pour différents types de vis, afin de constater si ce critère évolue ou non.

Pour compenser l'aspect aléatoire et non-prévisible du grippage, de plus en plus de pièces de roulements sont traitées avec un revêtement censé apporter une protection supplémentaire. Les revêtements durs de type couche mince sont les plus utilisés car ils sont particulièrement adaptés aux contacts ponctuels et aux fortes pressions. Leurs caractéristiques seront détaillées en partie III. Certains sont déjà utilisés sur des vis à billes dans certains domaines industriels, mais le retour d'expérience sur leur utilisation pour des VAR est encore très limité.

4.2 Retour d'expérience sur les vis à rouleaux

Les vis à rouleaux sont utilisées par la société SAGEM du groupe SAFRAN pour les actionneurs de volets et becs de voilure de différents appareils dans le passé. Un document recense les défaillances observées sur ces composants en service [I.13]. Les modes de défaillances sont principalement le blocage de la vis à rouleaux (grippage), et le désengagement des filets d'un ou plusieurs rouleaux. Ce document met en évidence que ces défaillances critiques sont systématiquement liées aux mêmes causes racines, à savoir l'usure des rouleaux et des portes-rouleaux, liée au basculement des rouleaux et au jeu entre les sommets des rouleaux et le porte rouleau (en rouge sur la Figure I.6).

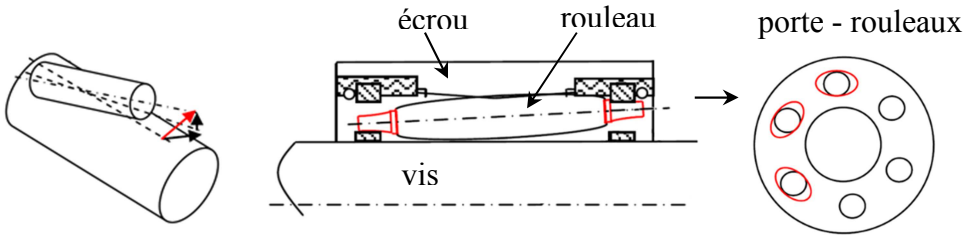


Figure I.6. Usure des rouleaux et du porte-rouleau.

Dans le cadre du développement des EMA chez MBD, des essais de cyclage ont été réalisés sur des VAR à très faible pas (2.5 mm). L'intérêt de pas si fins est principalement de pouvoir s'affranchir d'une encombrante pignonnerie entre le moteur électrique et la vis. Ces essais, réalisés avec la graisse AEROSHELL®22 à des pressions de contact standards (2.5 GPa), ont présenté une rapide dégradation de rendement et ont dû être arrêtés bien avant la durée de vie théorique fournie par le fabricant. La Figure I.7 présente l'expertise du filet d'un rouleau.

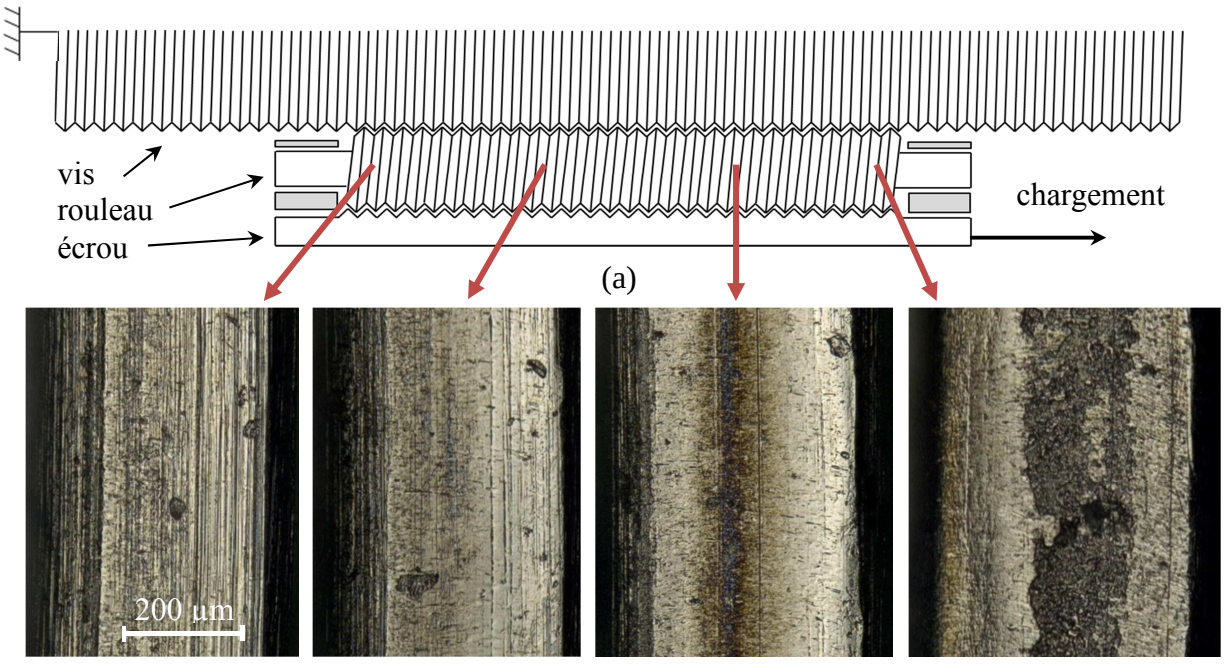
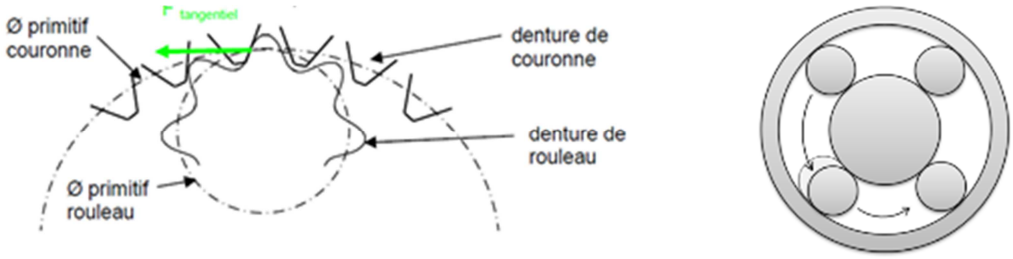


Figure I.7. Observation de l'endommagement du filet le long d'un rouleau :
(a) schéma général en coupe ; (b) zone non rodée ; (c) zone rodée ;
(d) zone rodée avec dégradation de la graisse/tribochimie ; (e) zone écaillée.

On constate d'abord que l'endommagement est progressif le long du rouleau. Le chargement appliqué sur l'écrou n'est en réalité pas transmis de façon homogène sur tous les points de contact entre les filets. Les premiers filets en prise des rouleaux (vers la droite sur le schéma) sont donc davantage sollicités que les suivants. Cet aspect sera précisé dans le chapitre suivant. Le profil des derniers filets en prise (Figure I.7.b) présente encore les stries d'usinage, preuve qu'ils ont été très peu sollicités. Les suivants (Figure I.7.c) montrent une accommodation de ces stries, sans endommagement. Les premiers filets (Figure I.7.d) montrent une coloration sombre caractéristique d'une dégradation du lubrifiant et/ou d'une activité tribochimique. Au centre de la piste, on peut observer des traces de micro-adhésion. A certains endroits (Figure I.7.e), le profil présente des écaillages probablement liés à des pressions de contact trop importantes.

On observe donc les deux types d'endommagement cités précédemment, à savoir l'écaillage accéléré et l'usure adhésive liée à une lubrification insuffisante. D'autres essais du même type, réalisés par la société SAGEM sur des VAR de pas plus important (10 mm) montrent également un écaillage accéléré sur les premiers filets, mais ne montrent pas de traces d'adhésion ni d'activité réactionnelle. Les articles consacrés aux VAR dans la littérature scientifique traitent assez peu des modes d'endommagement mais certains auteurs [I.14] mettent en avant le rôle majeur de l'usure des filets dans l'initiation de défaillances mécaniques plus globales.

D'autres auteurs [I.15] mettent en évidence une autre source de défaillance : du fait des tolérances d'usinage, le diamètre primitif de contact entre les filets des rouleaux et de l'écrou peut ne pas être exactement le même que celui des dentures des rouleaux avec la couronne de l'écrou (Figure I.8.a). Ceci génère alors un glissement orbital (Figure I.8.b) qui provoque un déplacement axial des rouleaux par rapport à l'écrou, et des contraintes internes pouvant entraîner la rupture des pièces. Ce type de glissement est difficile à quantifier, et n'est significatif que pour des courses très longues. Par ailleurs, il est généralement évité par les fabricants en optimisant l'appairage des rouleaux.



(a) (b)

Figure I.8. Décalage de diamètre primitif, glissement orbital :
(a) diamètres primitifs dentures/couronne et filet/filet ; (b) schéma du glissement orbital [I.13].

4.3 Synthèse sur les modes d'endommagement

Une cartographie des défaillances possibles dans la VAR a été réalisée au cours de la thèse via l'outil AMDEC (analyse des modes de défaillance, de leurs effets et de leur criticité). Une façon simple de résumer les aspects tribologiques est de tracer la frise chronologique de l'endommagement sur un contact filet – filet (Figure I.9).

Si les pressions de contact sont inférieures à la charge dynamique (1.), le contact est censé se comporter de façon optimale jusqu'à la fin de vie en fatigue prévue par le fabricant. En pratique, cette durée de vie est rarement atteinte car elle suppose que les contraintes soient homogènes, que le positionnement des rouleaux soit correct, et que la lubrification soit idéale. Si les contraintes sont trop élevées, du fait d'efforts parasites liés à de la distribution de charge le long des filets, ou au mauvais alignement des éléments (2.), les surfaces s'endommagent rapidement par écaillage accéléré, ou par déformation plastique voire arrachement des filets. En parallèle, si la lubrification est inadaptée et/ou si les contraintes sont trop importantes, des phénomènes d'usure progressive (usure abrasive) ou soudaine (usure adhésive) peuvent se produire et engendrer un blocage plus ou moins rapide.

La composante d'usure est reconnue comme étant à l'origine de la plupart des défaillances en fonctionnement normal, mais elle est encore peu prise en compte dans les calculs de durée de vie.

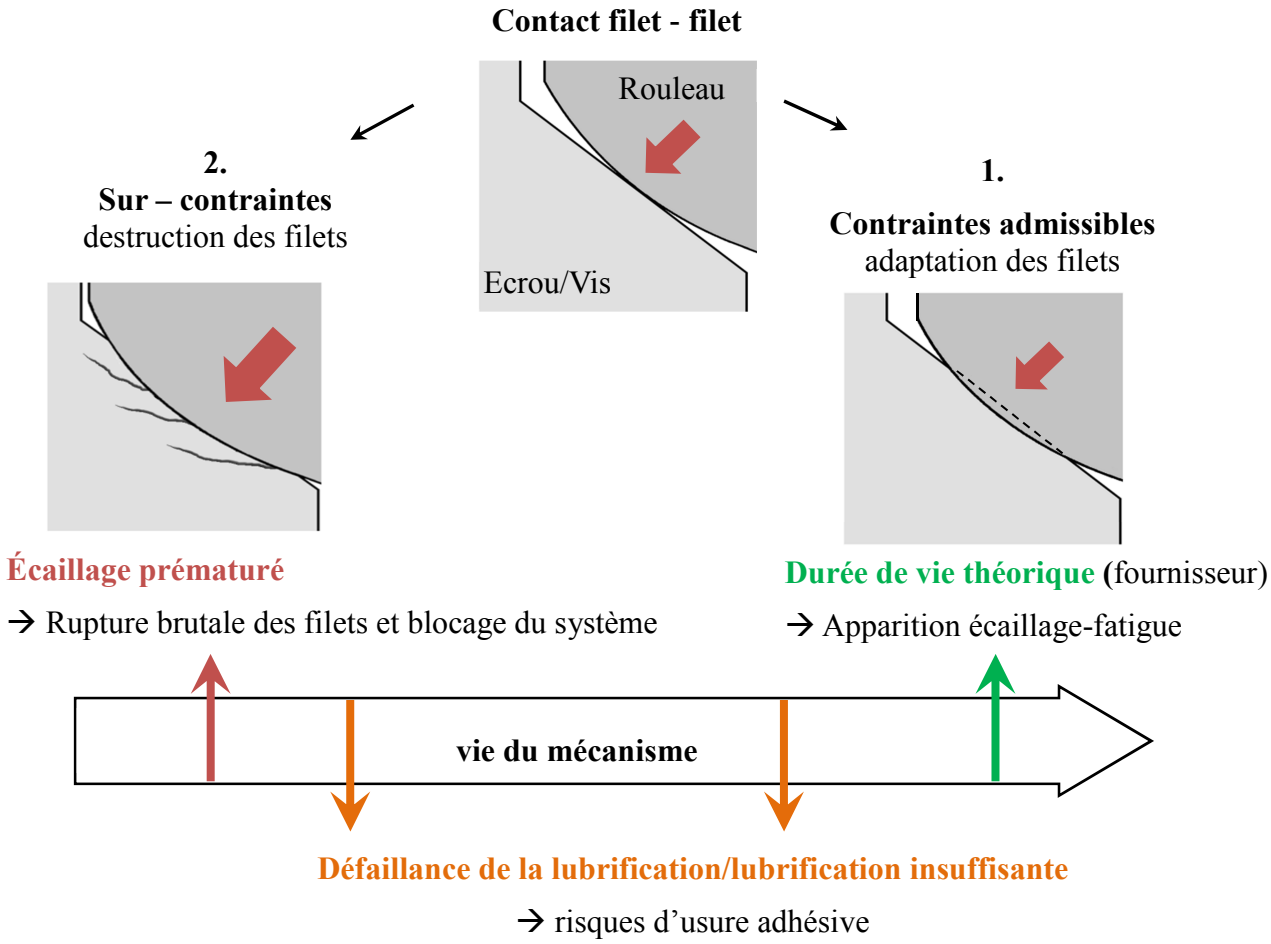


Figure I.9. Frise chronologique de l'apparition des principaux modes d'endommagement.

5 Définition des objectifs et démarche adoptée

La vis à rouleaux présente un intérêt pour le dimensionnement des actionneurs électromécaniques par rapport à la vis à bille, mais les problématiques d'usure limitent encore son utilisation. Les objectifs de la thèse sont donc les suivants :

- apporter une compréhension du comportement tribologique des vis à rouleaux,

- étudier des solutions technologiques, lubrifiants, traitements de surface permettant d'améliorer ce comportement,

- identifier des critères de dimensionnement des vis à rouleaux basés sur la tribologie pour améliorer la fiabilité du composant.

La démarche mise en place pour répondre à ces objectifs est schématisée sur la Figure I.10.

- La première étape consiste à obtenir les caractéristiques du contact entre deux filets (3.) pour un design de VAR donné. Les paramètres d'entrée (1.) sont donc les caractéristiques géométriques, les propriétés des matériaux et de la lubrification, et les conditions de sollicitation du composant complet. On cherchera en particulier les données statiques (effort normal, pression de contact, dimensions de l'ellipse de contact etc.), et cinématiques (vitesses de roulement et de glissement, taux de glissement etc.).

- Le passage des données d'entrée globales du composant (1.) aux données locales du contact ponctuel (3.) nécessite une analyse mécanique du système (2.) qui fera l'objet du chapitre suivant (mécanique du contact).

- L'étape suivante consiste à reproduire de façon expérimentale (4.) ces caractéristiques locales de contact, associées aux matériaux et à la lubrification du mécanisme réel (1.). L'objectif est de comprendre et de quantifier le comportement du contact dans des conditions de sollicitation variées, de façon à obtenir une base de données sur les modèles de durée de vie et d'endommagement.

- Au terme de l'étude, les résultats expérimentaux permettront de situer pour quelles conditions (pression, vitesse, taux de glissement, lubrification etc.) le contact, associé ou non à une solution de protection, est le siège d'un endommagement. Par la logique inverse (5. → 3. → 1.), il sera alors possible de remonter aux paramètres de design qui correspondent à ces conditions de contact, et de formuler ainsi des recommandations quant au comportement en usure du composant global.

Le chapitre I.2 de la partie I sera consacré à l'analyse des caractéristiques globales et locales du contact ponctuel (éléments 1. 2. et 3.). Le dispositif expérimental et quelques résultats préliminaires seront présentés dans le chapitre I.3. Les résultats en contact lubrifié puis en contact revêtu feront l'objet des parties II et III. A la fin de chaque partie, on reviendra sur les objectifs initialement formulés pour y apporter des éléments de réponse (critères de dimensionnement).

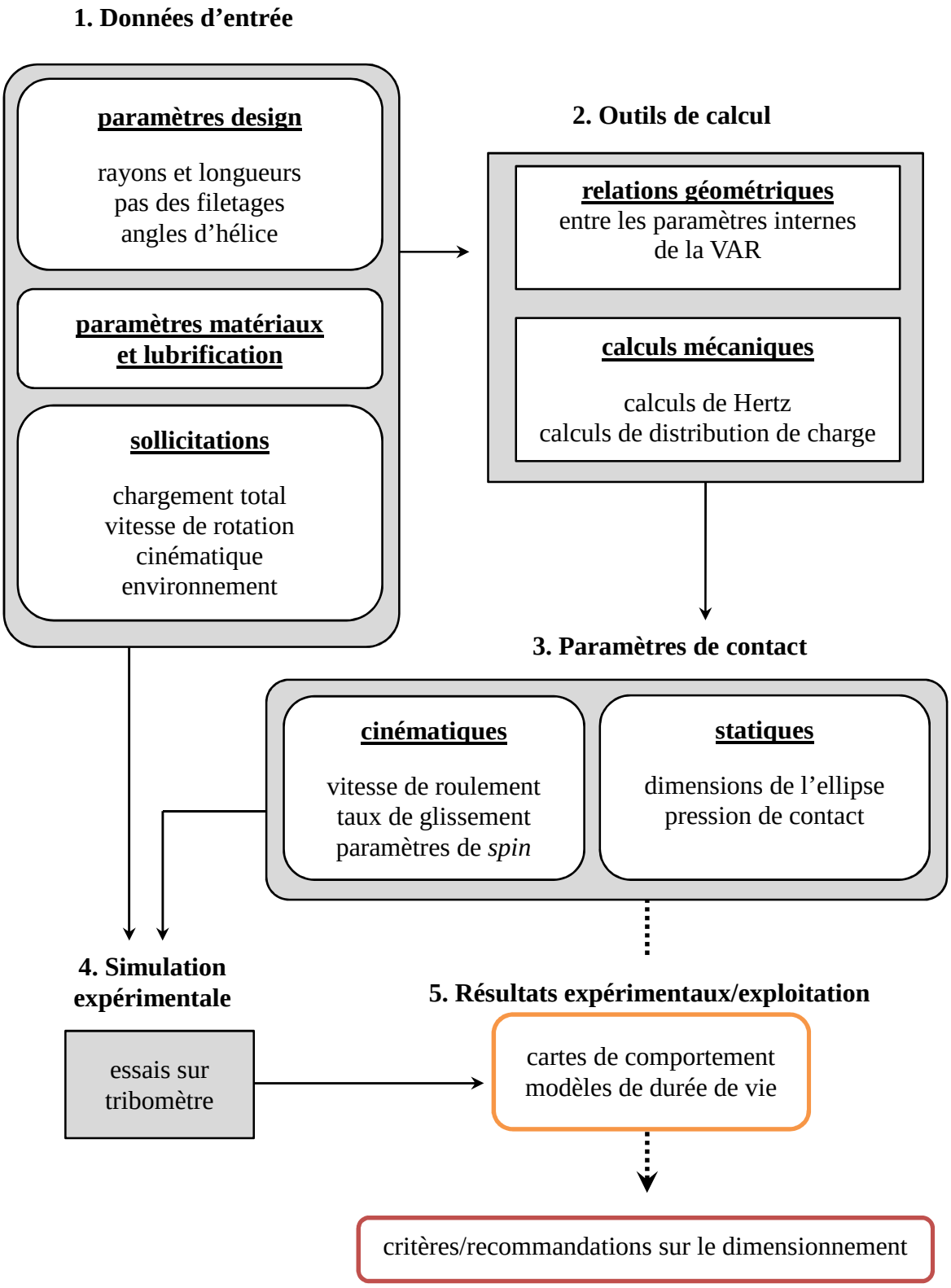


Figure I.10. Diagramme de la démarche de l'étude.

CHAPITRE I.2 Mécanique du contact dans la vis à rouleaux

L'objet de ce chapitre est d'étudier les caractéristiques de contacts entre les filets de la vis, des rouleaux et de l'écrou. Une première partie sera consacrée aux paramètres statiques, c'est-à-dire la géométrie du contact et les paramètres de l'ellipse de contact issus de la théorie de Hertz. La seconde partie traitera des aspects cinématiques, c'est-à-dire les vitesses de roulement et de glissement globales, puis de la distribution des vitesses de glissement à l'intérieur de l'ellipse de contact. Ces paramètres statiques et cinématiques devront ensuite être exprimés en fonction des caractéristiques générales de la VAR comme le pas de vis (P_{vis}), de façon à les rendre exploitables.

La connaissance de l'ensemble de ces paramètres est nécessaire pour simuler par la suite le contact en laboratoire (chapitre I.3). Par ailleurs, on a vu que le phénomène de grippage pouvait être quantifié par une approche énergétique prenant en compte la vitesse de glissement. L'expression de celle-ci devra donc permettre d'évaluer la susceptibilité au grippage d'une VAR en fonction de ses caractéristiques géométriques générales.

1 Description statique du contact

1.1 Géométrie du contact et paramètres de l'ellipse

Le chargement axial F (Figure I.11) sur le composant est repris par les multiples contacts entre les filets de l'écrou, des rouleaux, et de la vis (cf Figure I.4.b). On va calculer ici l'effort que subit chacun d'eux et décrire l'ellipse de contact qui en résulte. Cette partie prend comme référence le contact vis/rouleau, en sachant que la géométrie du contact rouleau/écrou est quasiment identique.

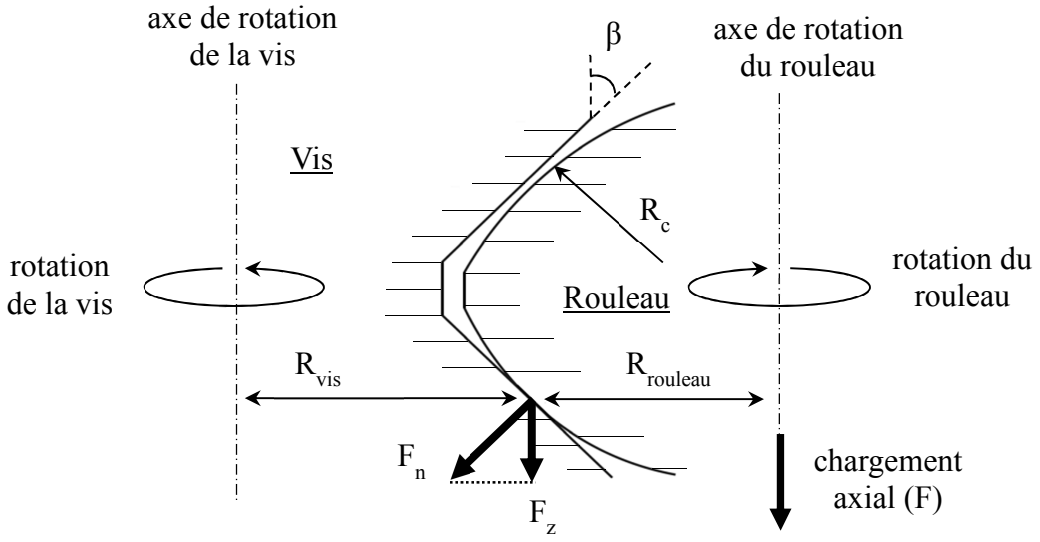


Figure I.11. Schéma en coupe du contact vis/rouleau.

Chaque contact du flanc bombé d'un rouleau sur le flanc droit de la vis (Figure I.11) peut être décrit comme un contact de type *ellipsoïde sur plan* incliné d'un angle β (généralement 45°). Il est soumis à un effort axial F_z, qui est calculé par les fabricants en divisant la charge totale

F par le nombre de contacts entre la vis et l'ensemble des rouleaux (rangée de points rouges inférieure sur la Figure I.4.b). En pratique, on verra en 1.2 que ce calcul donne en réalité une valeur moyenne, et que l'effort F_z sur chaque contact varie nécessairement le long des rouleaux. Le nombre de contacts se calcule avec l'équation I.1, où $N_{rouleaux}$, $L_{rouleau}$ et P_{ap} sont respectivement le nombre de rouleaux, la longueur en prise des rouleaux et le pas apparent du filetage. Dans le cas de la vis à pas fin étudiée par MBD (Tableau I.3), que l'on appellera VAR MBD, l'interface vis/rouleau comprend 880 contacts.

Tableau I.3. Paramètres géométriques de la vis de référence à pas fin, VAR MBD

P_{vis} (mm)	P_{ap} (mm)	R_{vis} (mm)	$R_{rouleau}$ (mm)	R_c (mm)	$L_{rouleau}$ (mm)	$N_{rouleaux}$
2.5	0.5	13.5	4.5	1.75	40	11

Le pas réel (P_{vis}), qui caractérise la vis, est différent du pas apparent. Le filetage de la vis est en effet constitué de plusieurs hélices, en général 5 ou 6. On parle de nombre d'entrées (N_e). La Figure I.12 illustre la différence entre pas réel et apparent sur une vis à deux hélices (la rouge et la bleue) : le pas apparent correspond à la distance entre deux arêtes du filet. Il est donc le même pour l'écrou, les rouleaux et la vis. Le pas réel correspond à la distance entre deux filets d'une même entrée. Il est égal au produit du pas apparent par le nombre d'entrées N_e, (ici 5) et correspond donc à la distance axiale parcourue pour un tour de vis.

L'effort normal au contact, $F_{n,}$ est calculé avec l'équation I.2. A noter que cette formule ne prend pas en compte l'angle d'hélice des flets (α) : dans le cas des VAR, cet angle n'excède pas 6°, ce qui correspond à un écart relatif de 0.5 % maximum entre la valeur de F_n réelle et celle calculée par l'équation I.2. La théorie de Hertz [I.9] pour un contact entre deux ellipsoïdes permet alors de calculer les caractéristiques de l'ellipse de contact. La surface du flanc du rouleau est décrite par le rayon de courbure R_c, et par le rayon de contact (dit rayon primitif) du rouleau $R_{rouleau}$. De même, les surfaces des filets de la vis et de l'écrou sont décrites par un rayon de courbure infini, et par des rayons primitifs R_{vis} et $R_{écrou}$. Le filetage de l'écrou est concave, contrairement à ceux des rouleaux et de la vis qui sont convexes. Le contact rouleau/écrou est donc conformel et le contact vis/rouleau est contraformel. L'effort F_n aux contacts rouleau/écrou est le même qu'aux contacts vis/rouleau, mais la surface de contact est plus grande. Les pressions de contact sont donc plus importantes à l'interface vis/rouleau.

$$N_{tot} = N_{rouleaux} \cdot \frac{L_{rouleau}}{P_{ap}} \qquad \text{Eq I.1}$$

$$F_n = \frac{F_z}{\sin\beta} = \frac{F}{N_{tot} \cdot \sin\beta} \qquad \text{Eq I.2}$$

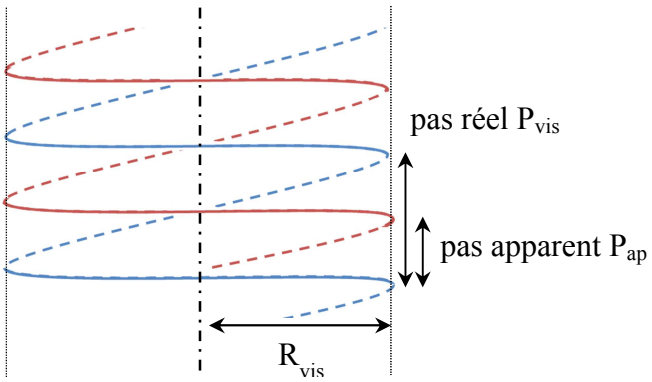
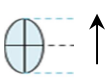
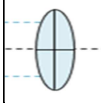


Figure I.12. Illustration des entrées multiples de la vis.

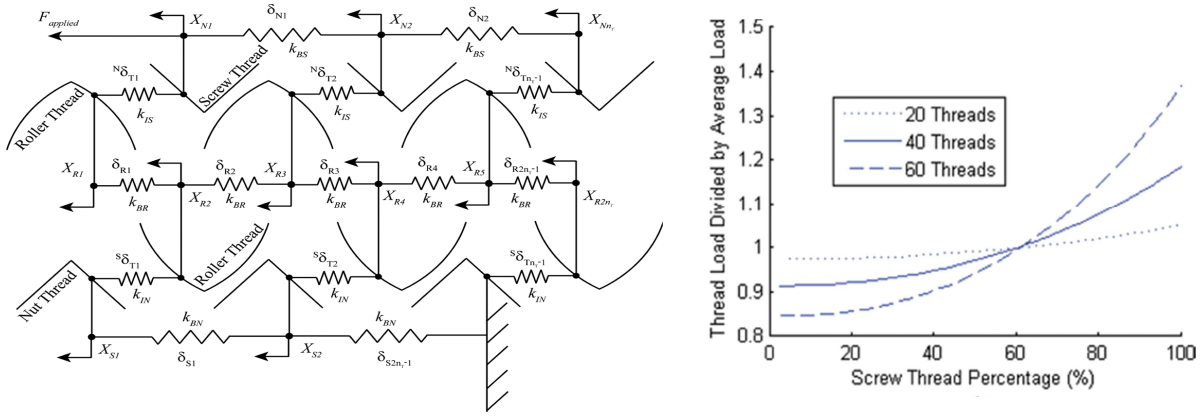
Les calculs de Hertz ont été réalisés pour le contact vis/rouleau en prenant comme référence la vis à pas fin citée précédemment (Tableau I.3), et en utilisant des valeurs nominales et maximales de fonctionnement du composant.
Les résultats sont regroupés dans le Tableau I.4 : on obtient une ellipse de contact allongée dans la direction de roulement (direction orthogonale au plan de coupe de la Figure I.11), et des pressions allant jusqu'à 3.5 GPa. En réalité, le design d'une vis est choisi pour que, sous le chargement souhaité, les pressions soient toujours proches des valeurs maximales supportables par les matériaux, de façon à optimiser la taille des pièces. On peut donc considérer que c'est la résistance des matériaux utilisés qui gouverne les dimensions du composant.

Tableau I.4. Caractéristiques typiques de l'ellipse du contact vis/rouleau

	nominal	maximal
Charge normale au contact F_n (N)	40	100
Pression maximale p_{max} (GPa)	2.5	3.5
Rapprochement des surfaces (µm)	4	6
Dimensions de l'ellipse (a,b) (µm)	(100, 70)	(140, 90)
	 direction de roulement	 direction de roulement

1.2 Distribution de l'effort le long des éléments

Les valeurs de F_n utilisées dans le paragraphe précédent pour les calculs de Hertz prennent en compte une distribution homogène des efforts sur chaque contact le long des rouleaux. Une telle distribution est pourtant impossible, compte tenu de la raideur des éléments : les premiers filets en prise se déforment plus que les suivants. Plusieurs approches ont été proposées dans la littérature pour calculer cette évolution de la déformation et des efforts le long du rouleau [I.16, 17]. La plus précise, développée par Velinsky *et al*. [I.16], consiste à assimiler l'ensemble des filets en contact à un ensemble de ressorts correspondant à 3 types de raideurs (Figure I.13.a).



(a) (b)

Figure I.13. Modèle analytique de la raideur dans la VAR [I.16] :
(a) diagramme du réseau de ressorts ;
(b) résultats présentés par les auteurs : influence du nombre de filets.

La raideur du corps cylindrique des éléments (vis, rouleaux et écrou), la raideur des filets (déformation axiale des « aspérités » formées par les filets par rapport à la partie cylindrique), et la raideur de Hertz des contacts unitaires.

Ce modèle a été transcrit en boucles implémentées dans le logiciel de calcul MATLAB. La Figure I.14 présente l'écart à l'effort moyen calculé pour chaque filet pour la VAR MBD : pour des chargements nominaux et maximaux (cf Tableau I.4), on observe un écart de 30 % pour les premiers filets en prise (indice 80). En chargement maximal, la pression de contact réelle au niveau de certains filets de rouleaux et de tous les filets de la vis peut alors atteindre 4 GPa. En divisant la pression de contact théorique par 3 (courbe bleue), l'écart à la moyenne ne descend qu'à 20 %.

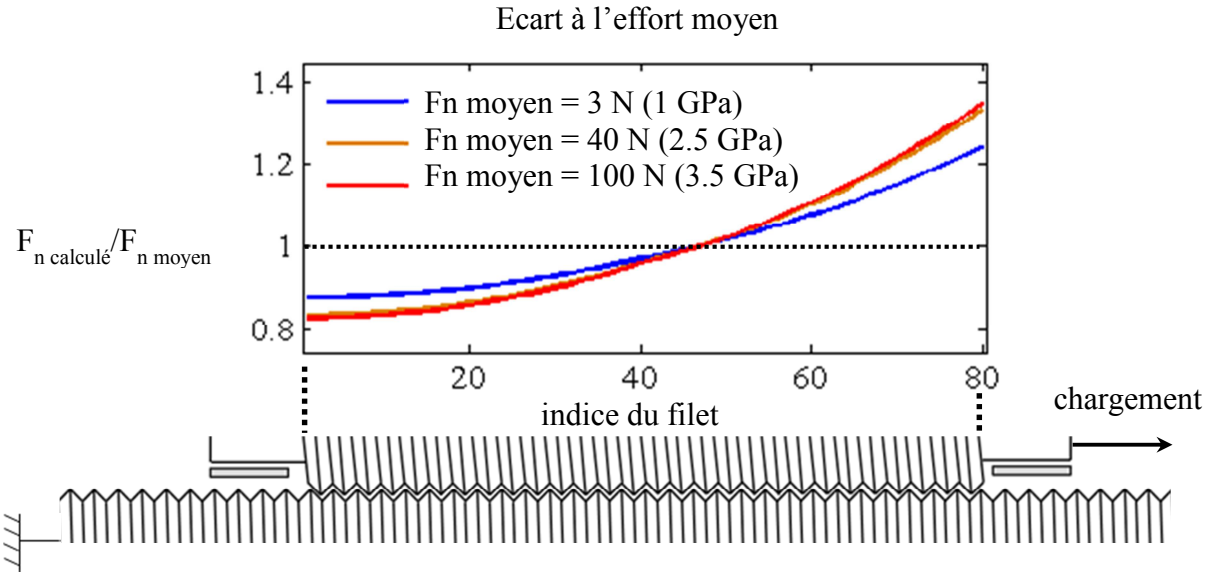


Figure I.14. Résultats obtenus avec le modèle proposé pour la VAR MBD en charge maximale.

Ces résultats sont cohérents avec ceux présentés par Velinsky *et al.* Ces auteurs précisent en outre que l'écart maximal à l'effort moyen est principalement dépendant du nombre de filets, c'est-à-dire du pas de vis (Figure I.13.b). On retrouve un écart de l'ordre de 30 à 40 % pour un nombre de filets de 60, proche du cas de la VAR MBD (80). Ils indiquent également que la participation des raideurs dans la déformation est de 1/3 pour la raideur de contact (Hertz), et 2/3 pour la déformation des filets. Ceci implique que le moyen le plus efficace pour limiter les contraintes excessives est d'augmenter la taille des filets, et donc le pas de la vis, ce qui va à l'encontre de l'objectif de diminution de la taille du composant.

Cette répartition non homogène du chargement le long des rouleaux est encore peu prise en compte dans les normes et les calculs de durée de vie des vis à rouleaux. Dans la partie expérimentale, on travaillera donc avec des pressions de contact allant jusqu'à 4 GPa.

2 Description cinématique du contact

Le mouvement des rouleaux est similaire à celui des satellites d'un train épicycloïdal : la rotation de la vis entraîne le mouvement de roulement orbital des rouleaux contre la vis, et contre l'écrou (cf Figure I.4.a). Le contact est donc animé d'une composante de roulement dans la direction orbitale, à laquelle s'ajoutent plusieurs composantes de glissement que l'on explicitera dans cette partie. On exprimera d'abord les vitesses de roulement et de glissement global au contact, et on analysera ensuite la répartition des vitesses de glissement à l'intérieur de l'ellipse de contact décrite en 1.1.

2.1 Vitesse de roulement au contact

Dans le dimensionnement des EMA, on cherche à imposer une vitesse d'extension de l'écrou V_{ax} donnée (Figure I.4), ce qui nécessite d'imposer une certaine vitesse de rotation ω_{vis} (rad/s) à la vis. Les deux paramètres sont reliés par le pas de vis P_{vis} avec l'équation I.3.

$$V_{ax} = \frac{P_{vis}}{2.\pi} . \omega_{vis} \quad (m/s) \qquad \text{Eq I.3}$$

La relation entre ω_{vis} et la vitesse de roulement au contact V_{roul} est étudiée ci-dessous.
La Figure I.15 illustre les mouvements angulaires de la vis et des rouleaux dans le référentiel fixe de l'écrou : la rotation de la vis d'un tour complet ($\theta_{vis} = 2\ \pi$), entraîne le déplacement orbital des rouleaux d'un angle θ_{orb}. La relation entre ces deux angles est donnée par l'équation I.4 issue de la littérature relative aux trains épicycloïdaux [I.18]. L'arc de la vis sur lequel roulent les rouleaux θ_{roul} pour un angle de vis θ_{vis} est décrit par l'équation I.5, et est calculé avec l'équation I.6 en combinant les équations I.4 et I.5. On en déduit l'équation I.7 qui donne la vitesse de roulement V_{roul} en fonction de la vitesse de rotation de la vis et des rayons des éléments.

ω_{vis}, et donc V_{roul}, dépendent largement du pas de vis et de la vitesse V_{ax} souhaitée : pour une V_{ax} donnée, plus le pas de vis est fin, plus ω_{vis} et V_{roul} doivent être élevées. En pratique, pour les EMA étudiés par MBD, la vitesse de roulement au contact V_{roul} varie entre 0.5 et 2 m/s.

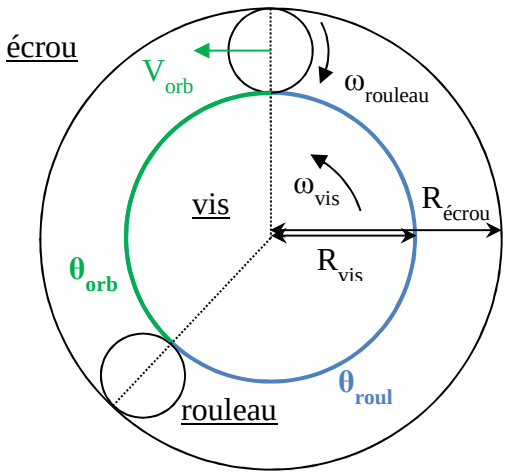


Figure I.15. Vue du mouvement orbital des rouleaux dans l'axe de la vis.

$$\theta_{orb} = \theta_{vis} . \frac{R_{vis}}{2\,(R_{vis} + R_{rouleau})} \qquad \text{Eq I.4}$$

$$\theta_{vis} = \theta_{orb} + \theta_{roul} \qquad \text{Eq I.5}$$

$$\theta_{roul} = \theta_{vis} . \frac{(R_{vis} + 2.R_{rouleau})}{2\,(R_{vis} + R_{rouleau})} \qquad \text{Eq I.6}$$

$$V_{roul} = R_{vis} . \omega_{vis} . \frac{(R_{vis} + 2.R_{rouleau})}{2\,(R_{vis} + R_{rouleau})} \qquad \text{Eq I.7}$$

2.2 Vitesse de glissement au contact

On s'intéresse maintenant au mouvement axial des contacts rouleau/écrou et vis/rouleau. La Figure I.16 illustre chacun des deux cas de figure. Pour simplifier et faciliter la visualisation du contact, la vis et l'écrou (en gris), et le rouleau (en vert), sont représentés uniquement par leur partie filetée (sans le corps). Le filet bombé du rouleau décrit alors une spirale. L'illustration fait également abstraction de l'inclinaison des filets à 45°.

La Figure I.16.a illustre le roulement du rouleau contre l'écrou, dans le référentiel fixe de l'écrou. Le contact se déplace dans la direction orbitale (flèche verte) à la vitesse V_{orb} (cf Figure I.15) mais il se déplace aussi axialement du fait de l'hélice du rouleau. Sa vitesse globale est décrite par le vecteur V_{ce} (flèche noire). Ce déplacement axial suit les filets de l'écrou qui sont inclinés dans le même sens et d'un même angle d'hélice que le rouleau, $\alpha_{écrou} = \alpha_{rouleau}$ (l'angle d'hélice étant l'angle formé par les filets avec le plan horizontal). Cette particularité permet aux rouleaux de ne pas se déplacer axialement, et d'être maintenus dans l'écrou. Le mouvement des contacts rouleau/écrou n'est donc constitué que de roulement.

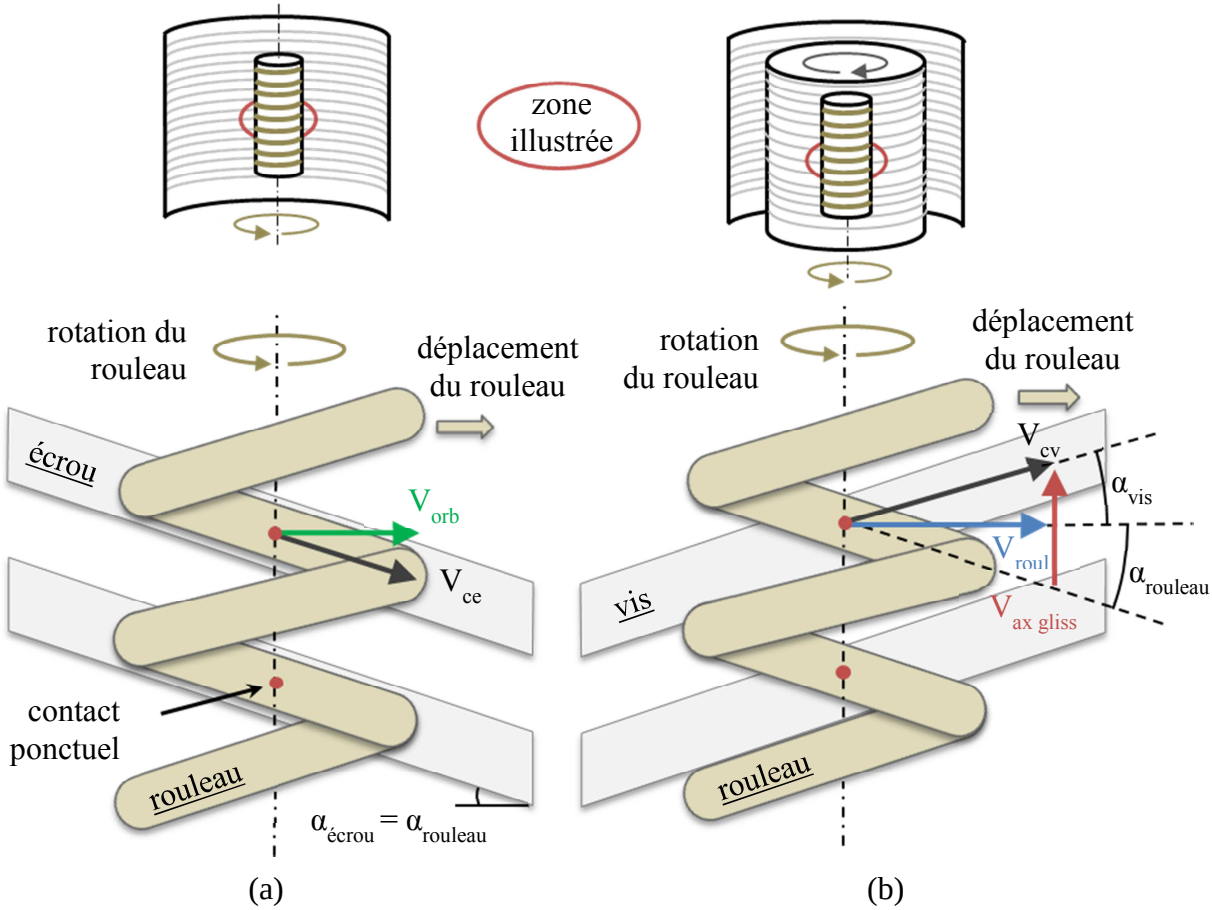
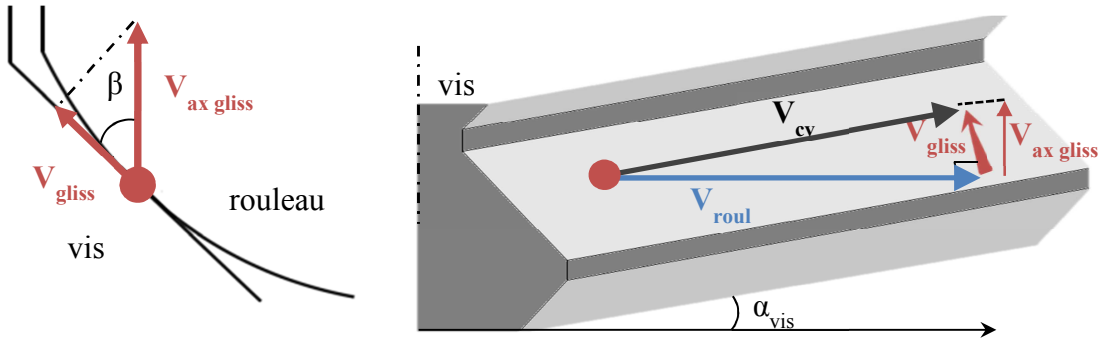


Figure I.16. Illustration des contacts :
(a) contact rouleau/écrou ; (b) contact vis /rouleau.

La Figure I.16.b illustre le roulement du rouleau contre la vis, cette fois-ci dans le référentiel de la vis en rotation. Le contact se déplace dans la direction orbitale (flèche bleue) à la vitesse V_{roul} (cf Figure I.15), mais les filets de la vis sont orientés dans la direction opposée à ceux du rouleau, et avec un angle différent. Le déplacement axial du contact avec l'hélice du rouleau ne suit donc pas le filet de la vis. Or, les rouleaux sont confinés entre la vis et l'écrou, et le

contact est donc forcé de suivre la direction du filet de la vis (flèche noire). Le roulement s'accompagne alors d'une vitesse de glissement axial $V_{ax\ gliss}$ (flèche rouge), qui correspond à l'écart axial entre la position théorique du contact et sa position réelle.
En rapportant cette vitesse de glissement axial dans le plan du contact incliné à 45° (Figure I.17.a), on peut exprimer une vitesse de glissement au contact V_{gliss}, orientée perpendiculairement à la direction de roulement (Figure I.17.a et b), et un taux de glissement τ défini comme le rapport de cette vitesse de glissement sur la vitesse de roulement V_{roul}, et calculé à partir des angles d'hélices représentés sur la Figure I.16.b (équation I.8).

$$\tau = \frac{V_{gliss}}{V_{roul}} = \cos\beta.(\tan\alpha_{vis} + \tan\alpha_{rouleau}) \qquad \text{Eq I.8}$$



(a) (b)

Figure I.17. Représentation de la composante de glissement dans le plan du contact : (a) vue dans le plan du contact ; (b) vue de côté du contact sur le flanc de la vis.

La présence de glissement en plus du roulement est un élément majeur pour l'aspect tribologique. L'expression de τ présentée en équation I.8 fait cependant intervenir les angles d'hélice dont les valeurs ne sont pas nécessairement fournies par les fabricants. On va donc étudier les formules géométriques qui caractérisent le système pour exprimer ce taux de glissement en fonction de paramètres plus accessibles comme le pas (P_{vis}) et le rayon de la vis (R_{vis}).
Les angles d'hélice sont reliés aux pas et aux rayons de la vis et des rouleaux par les équations I.9 et I.10. Le taux de glissement peut alors s'exprimer selon l'équation I.11. On cherche ensuite à s'affranchir des paramètres des rouleaux, $P_{rouleau}$ et $R_{rouleau}$: l'angle d'hélice des rouleaux est le même que celui de l'écrou (équation I.12) de façon à ce qu'ils n'évoluent pas dans l'axe de l'écrou. L'angle d'hélice de l'écrou est relié au pas de l'écrou par l'équation I.13, et comme dans tout ensemble vis/écrou, le pas de l'écrou est nécessairement égal au pas de la vis (équation I.14). Le rayon de l'écrou est quant à lui égal à la somme du rayon de la vis et du diamètre d'un rouleau (équation I.15). La combinaison des équations I.10 et I.12 à I.15 permet d'établir l'équation I.16. Par ailleurs, le pas du rouleau correspond au pas apparent de la vis et de l'écrou, et est donc relié au nombre d'entrées N_e par l'équation I.17, qui, associée à la relation I.16, permet d'obtenir ensuite l'équation I.18. Les équations I.11, I.17 et I.18 donnent enfin une nouvelle expression de τ (équation I.19) qui prend seulement en compte le pas réel de la vis, son rayon, le nombre d'entrées, et l'angle β qui vaut systématiquement 45°.

$$P_{vis} = 2\pi . R_{vis} . \tan\alpha_{vis} \qquad \text{Eq I.9} \qquad P_{rouleau} = 2\pi . R_{rouleau} . \tan\alpha_{rouleau} \qquad \text{Eq I.10}$$

$$\tau = \frac{\cos\beta}{2\pi}\frac{P_{vis}}{R_{vis}}\left(1 + \frac{P_{rouleau}}{P_{vis}}.\frac{R_{vis}}{R_{rouleau}}\right) \qquad \text{Eq I.11}$$

$$\alpha_{écrou} = \alpha_{rouleau} \quad \text{Eq I.12}$$

$$P_{écrou} = 2\pi \,.\, R_{écrou} \,.\, \tan \alpha_{écrou} \quad \text{Eq I.13}$$

$$P_{écrou} = P_{vis} \quad \text{Eq I.14}$$

$$R_{écrou} = R_{vis} + 2 \,.\, R_{rouleau} \quad \text{Eq I.15}$$

$$\frac{P_{rouleau}}{P_{vis}} = \frac{R_{rouleau}}{R_{vis} + 2 \,.\, R_{rouleau}} \quad \text{Eq I.16}$$

$$P_{vis} = N_e \,.\, P_{rouleau} \quad \text{Eq I.17}$$

$$\frac{R_{vis}}{R_{rouleau}} = N_e - 2 \quad \text{Eq I.18}$$

$$\tau = \frac{\cos \beta}{\pi} \frac{P_{vis}}{R_{vis}} \left(1 - \frac{1}{N_e}\right) \quad \text{Eq I.19}$$

Le nombre d'entrées (N_e), n'est pas toujours fourni, mais il est habituellement égal à 5 ou 6 [I.11]. Pour P_{vis} et R_{vis} donnés, l'écart relatif entre les valeurs de τ pour $N_e = 5$ et $N_e = 6$ vaut 3 %. L'équation I.19 permet donc de relier directement les caractéristiques de base de la vis au taux de glissement transversal intrinsèque à chaque contact.

En conclusion, les contacts entre les filets de la vis et des rouleaux sont animés d'un mouvement de roulement dans le plan du déplacement orbital des rouleaux, et d'une composante de glissement axial perpendiculaire à la direction de roulement. Pour une vitesse de rotation ω_{vis} donnée, la vitesse axiale de l'ensemble écrou + rouleaux, V_{ax}, est reliée à la vitesse de glissement au contact V_{gliss} par $V_{ax} = V_{ax\,gliss} = V_{gliss} / \cos \beta$. La VAR comprend donc autant de glissement que s'il s'agissait d'un ensemble vis/écrou classique, sans aucun élément roulant, et l'intérêt du système est de combiner ce glissement à une composante de roulement largement plus importante, dans une proportion définie par le taux de glissement τ. Pour un rayon de vis donné, l'équation I.19 montre que le taux de glissement augmente proportionnellement avec la taille du pas de vis. Dans le cas de la VAR MBD à pas fin évoquée précédemment (P_{vis} = 2.5 mm), ce taux vaut 3 %. Dans le cas d'une vis à pas plus important (P_{vis} = 10 mm), ce taux peut atteindre 10 %.

2.3 Vitesses de glissement dans l'ellipse de contact

La composante de glissement transverse décrite en 2.2 est une composante globale pour le contact. On va s'intéresser maintenant à la distribution des vitesses de glissement à l'intérieur de l'ellipse.

La Figure I.18 illustre l'ellipse de contact formée entre le flanc bombé d'un rouleau et le flanc droit de la vis, en ne prenant pas en compte la composante de glissement transverse. En chaque point de l'ellipse, les vitesses de chacune des deux surfaces sont tangentes à l'arc de cercle décrit par les filets. Hormis au centre de l'ellipse, elles ne sont donc pas orientées dans la même direction. Ceci génère une composante de glissement dont l'amplitude augmente avec la distance au centre du contact. Les lignes d'iso-vitesse de glissement sont disposées de façon concentrique autour du centre de l'ellipse (Figure I.19). Ce phénomène, appelé *spin* dans la littérature, a déjà été évoqué au sujet des butées à rouleaux (chapitre I.1, 4.1). Il génère un couple de pivotement et un glissement susceptible d'endommager les surfaces.

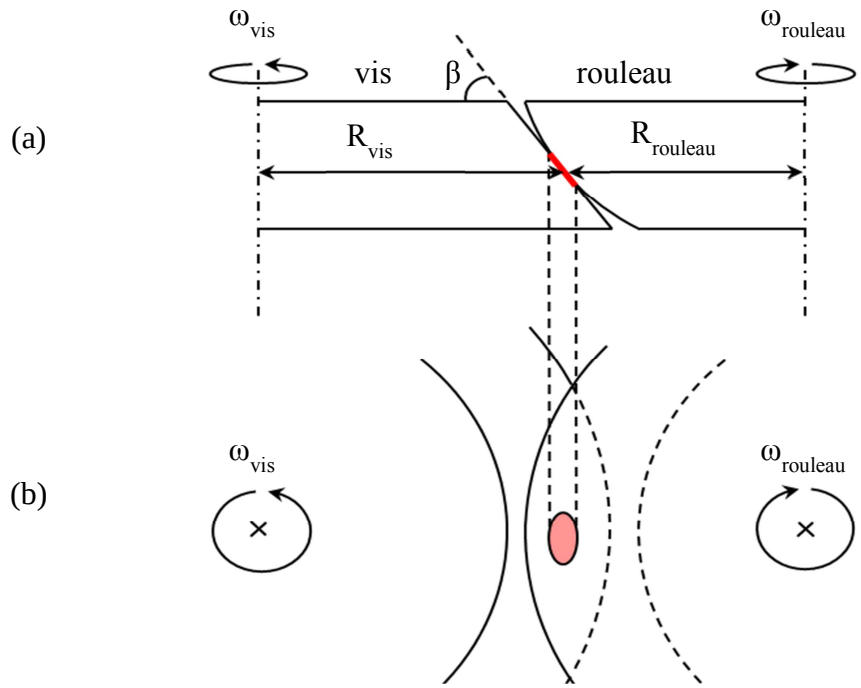


Figure I.18. Ellipse de contact vis/rouleau, sans prendre en compte l'angle d'hélice : (a) vue de côté ; (b) vue de dessus.

Dans le référentiel de la Figure I.19 centré sur l'ellipse, la vitesse de glissement liée au *spin*, en un point de l'ellipse de coordonnées (x,y), $v_{gliss\ spin\ (x,y)}$ (à ne pas confondre avec la vitesse de glissement globale V_{gliss}), est définie par l'équation I.20, où R_{spin} est la distance au centre $R_{spin} = \sqrt{x^2 + y^2}$, et ω_{spin} est la vitesse de rotation relative aux glissements concentriques. Elle est définie par l'équation I.21 [I.12], où ω_{vis} et $\omega_{rouleau}$ sont les vitesses de rotation de la vis et du rouleau. L'analyse des vitesses au contact dans le référentiel fixe de l'écrou (Figure I.20) permet d'exprimer ces vitesses angulaires en fonction des vitesses linéaires de la vis et des rouleaux au point de contact (équations I.22 et I.23). En utilisant ensuite l'équation I.24 issue de la littérature spécifique aux trains épicycloïdaux [I.18], on peut établir une expression de ω_{spin} qui ne dépend que de la vitesse de rotation de la vis (équation I.25). On obtient enfin une expression simple de la vitesse de glissement liée au spin en un point de l'ellipse (équation I.26).

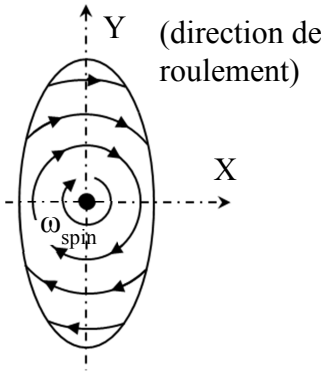


Figure I.19. Lignes d'iso-vitesses de glissement liées au spin dans l'ellipse.

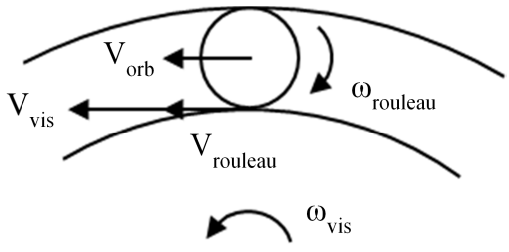


Figure I.20. Vitesse orbitale et vitesse angulaire du rouleau.

$$v_{gliss\ spin(x,y)} = R_{spin} \cdot \omega_{spin} \quad \text{Eq I.20} \qquad \omega_{spin} = (\omega_{vis} - \omega_{rouleau}) \cdot \sin\beta \quad \text{Eq I.21}$$

$$V_{rouleau} = \omega_{rouleau} \cdot R_{rouleau} = V_{vis} - V_{orb} \quad \text{Eq I.22} \qquad V_{vis} = \omega_{vis} \cdot R_{vis} \quad \text{Eq I.23}$$

$$V_{orb} = \frac{V_{vis}}{2} \quad \text{Eq I.24} \qquad \omega_{spin} = \omega_{vis} \cdot \frac{N_e}{2} \cdot \sin\beta \quad \text{Eq I.25}$$

$$v_{gliss\ spin\ (x,y)} = \omega_{vis} \cdot \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \frac{N_e}{2} \cdot \sin\beta \quad \text{Eq I.26}$$

On a vu précédemment qu'à l'interface vis/rouleau, les filets sont orientés selon les angles opposés α_{vis} et $\alpha_{rouleau}$ par rapport aux axes de rotation, ce qui génère une composante de glissement transverse qui s'ajoute au phénomène de *spin*. La Figure I.21 illustre la composition des vitesses de glissement sur le grand axe de l'ellipse de contact [I.12] : en combinant *spin* (a) et glissement transverse (b), on obtient des lignes d'iso-vitesse de glissement centrées autour d'un point situé sur le prolongement du grand axe (c).

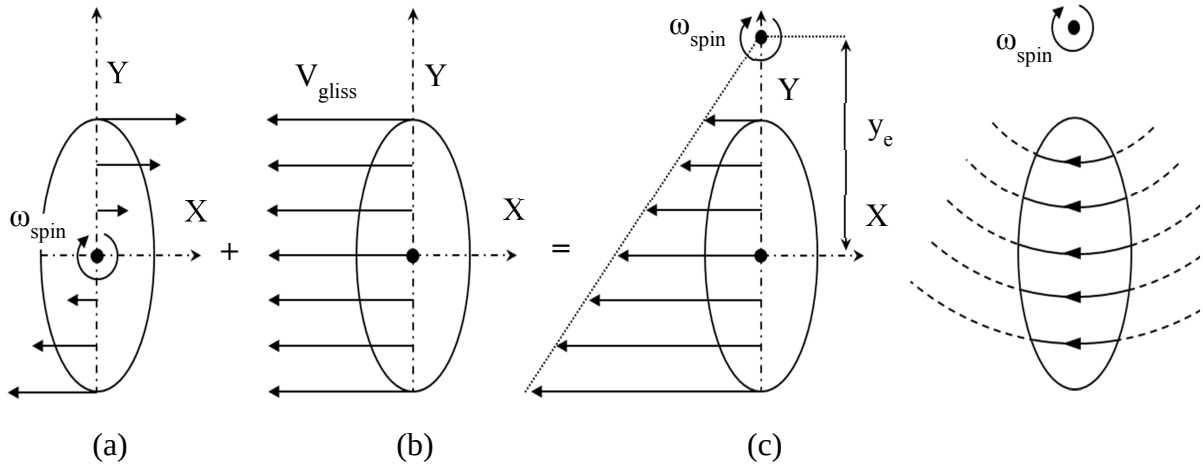


Figure I.21.
Vitesses de glissement le long du grand axe de l'ellipse : (a) spin seul ; (b) glissement transverse uniquement ; (c) spin combiné au glissement transverse.

Figure I.22.
Lignes d'iso-vitesse de glissement avec spin et glissement transverse.

La distribution des lignes d'iso-vitesses de glissement dans l'ellipse est illustrée par la Figure I.22, et peut être comparée à celle présentée en Figure I.19 : la présence de glissement transverse décale le centre de *spin* d'une distance y_e dans la direction de roulement. La vitesse de glissement $v_{gliss\ (x,y)}$ en un point de l'ellipse est toujours égale au produit de la distance au centre de *spin* par la vitesse de rotation de *spin* ω_{spin}, mais R_{spin} devient $R = \sqrt{x^2 + (y_e - y)^2}$, et l'équation I.26 devient donc :

$$v_{gliss(x,y)} = \omega_{vis} \cdot \sqrt{x^2 + (y_e - y)^2} \cdot \frac{N_e}{2} \cdot \sin\beta \quad \text{Eq I.27}$$

En condition de *spin* uniquement (Figure I.21.a), la vitesse de glissement au centre de l'ellipse est nulle ($v_{gliss\ spin\ (0,0)} = 0$). En ajoutant le glissement transverse (Figure I.21.c), cette vitesse correspond donc à la vitesse de glissement globale ($v_{gliss\ (0,0)} = V_{gliss}$). En reprenant l'équation I.20, on obtient alors les équations I.28, I.29, et I.30 permettant d'exprimer y_e uniquement en fonction du pas de vis.

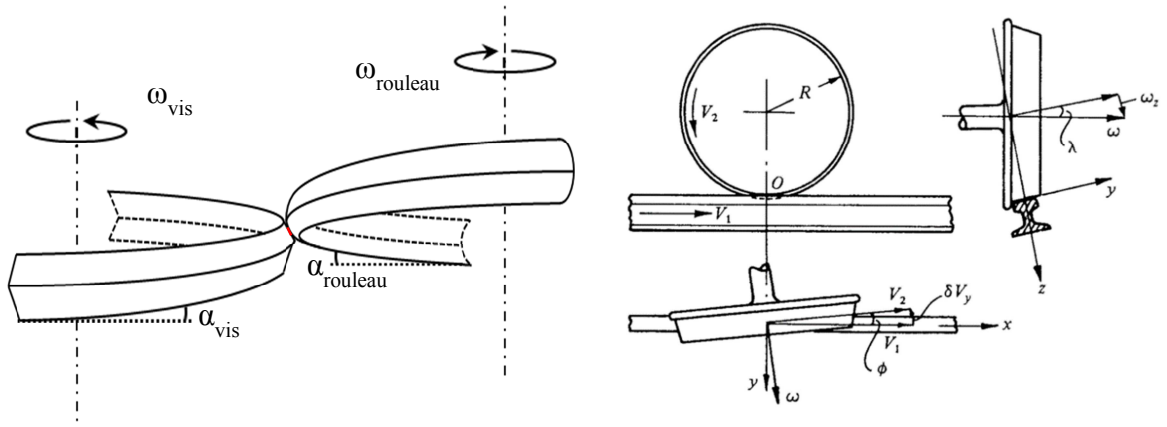
$$v_{gliss(0,0)} = V_{gliss} = y_e \,.\, \omega_{spin} \qquad \text{Eq I.28}$$

$$y_e = \frac{V_{gliss}}{\omega_{spin}} = \frac{\tau \,.\, V_{roul}}{\omega_{spin}} \qquad \text{Eq I.29}$$

$$y_e = \frac{P_{vis}}{N_e \,.\, \pi \,.\, \tan\beta} \qquad \text{Eq I.30}$$

Le centre de spin est le seul point de non-glissement, et, selon l'équation I.30, plus le pas de vis est fin, plus il est proche de l'ellipse. Le rapport y_e/a, où a est le demi grand axe de l'ellipse, permet de savoir si ce point est à l'intérieur ou à l'extérieur de l'ellipse. Ce rapport vaut 1.1 dans le cas de la VAR à pas fin (P_{vis} = 2.5 mm), et vaut 4 dans le cas de la VAR à pas important (P_{vis} = 10 mm). Ceci veut dire que même pour un faible pas, i.e. τ faible et donc une faible vitesse de glissement globale V_{gliss}, le centre de spin est situé à l'extérieur de l'ellipse de contact.

On peut noter que le contact vis/rouleau, illustré en Figure I.23.a, s'apparente au contact roue/rail (Figure I.23.b) décrit par K.L Johnson [I.9]. Celui-ci présente en effet une composante de *spin* liée à l'inclinaison du contact d'un angle λ par rapport à l'horizontal, et une composante de glissement transverse liée à l'inclinaison de la roue d'un angle θ par rapport au rail (en particulier dans les voies courbes). K.L Johnson propose alors une approche qui prend en compte l'élasticité des matériaux : quand un élément de surface du rouleau ou de la roue traverse le contact en roulement/glissement, il est susceptible de se déformer jusqu'à un certain point de l'ellipse. Si le taux de déformation global est suffisamment faible, il peut alors exister une zone d'adhérence au sein de l'ellipse. Plus le glissement est important, plus la déformation imposée est grande et plus cette zone est réduite. Au-delà d'un certain taux dit de saturation, toute l'ellipse est en glissement. Dans le cas de pièces en acier en roulement/glissement à sec, comme c'est le cas pour le contact roue/rail, ce taux de saturation est de l'ordre de 1 %. Dans le cas d'une VAR, on a vu que ce taux vaut au minimum 3%, et le contact est lubrifié. Il est donc peu probable qu'une telle zone d'adhérence puisse exister.



(a) (b)

Figure I.23. Analogie du contact vis/rouleau avec le contact roue/rail :
(a) contact vis/rouleau ; (b) contact roue/rail en voie courbe [I.9].

2.4 Conclusions

Dans l'ellipse de chaque contact vis/rouleau, les lignes d'iso-vitesse de glissement sont distribuées de façon concentrique autour d'un point qui est systématiquement situé à l'extérieur de l'ellipse de contact, et l'amplitude du taux de glissement combinée au phénomène de *spin* ne permet pas l'existence d'une zone d'adhérence. Toute l'ellipse est donc en glissement. L'intensité des vitesses de glissement au centre de l'ellipse est proportionnelle à l'éloignement, y_e, du centre de *spin* qui dépend uniquement du pas de vis P_{vis} (équation I.30), et des paramètres N_e et β qui sont quasiment identiques pour toutes les VAR. Pour un pas de vis donné, la vitesse de glissement en un point de l'ellipse peut s'exprimer simplement en fonction de la vitesse de rotation imposée à la vis ω_{vis} (équations I.27 et I.30).

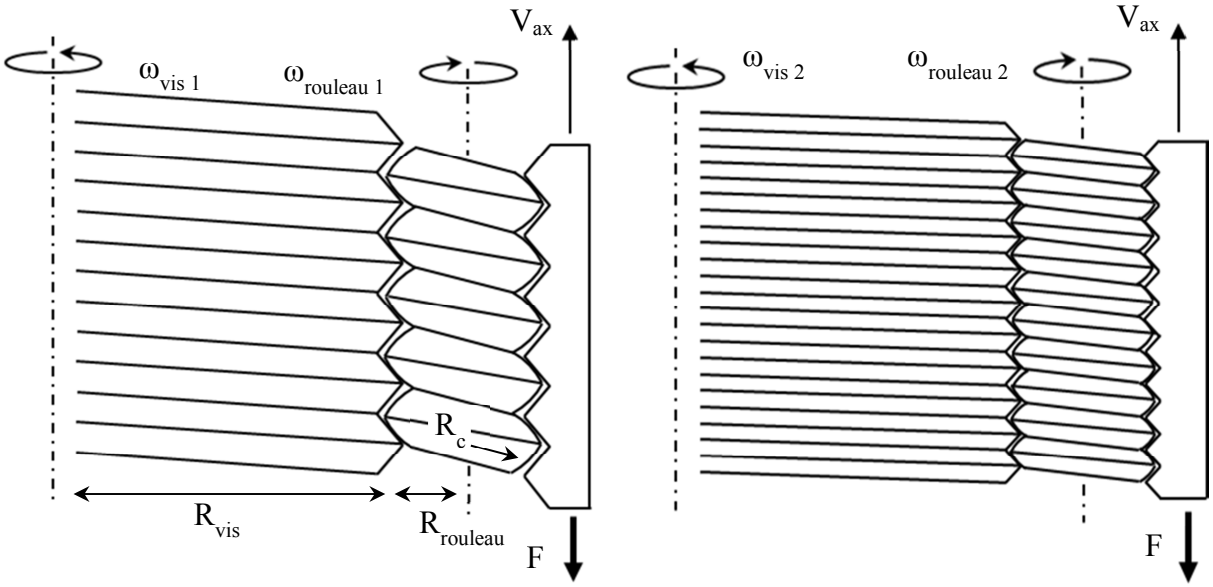
La cinématique du contact a largement été détaillée par Velinsky *et al.* dans une série d'articles [I.11, 15, 16, 19]. Ces auteurs proposent une approche plus directe des vitesses de glissement au travers de changements de référentiel. Les formules qu'ils établissent mènent à des résultats équivalents à celles présentées ici : les écarts relatifs sont inférieurs à 1% et correspondent à la prise en compte de l'inclinaison des filets dans les calculs d'efforts et de vitesses. Toutefois, ces expressions prennent en compte des paramètres locaux comme les angles d'hélice et les rayons des éléments, tandis que notre approche, basée sur des constats géométriques, permet d'exprimer ces vitesses en fonction de paramètres généraux (P_{vis}, N_e), habituellement fournis par les fabricants.

Les contacts rouleau/écrou sont également sujets au phénomène de *spin* du fait de l'inclinaison des contacts à 45°, mais ils ne comprennent pas la composante de glissement perpendiculaire. Les vitesses de glissement sont donc distribuées de façon concentrique autour du centre de l'ellipse où le glissement est nul (Figure I.19), et elles sont moins élevées que les vitesses de glissement du contact vis/rouleau.

3 Puissance dissipée : susceptibilité au grippage

La susceptibilité à l'adhésion-grippage est parfois reliée à un critère énergétique (cf chapitre I.1, 4.1), qui s'écrit, selon les auteurs [I.5], $\mu . P . V_{gliss}$ (avec P la pression moyenne de Hertz dans le contact), ou bien $\mu . p_{max} . V_{gliss}$ (avec p_{max} la pression maximale de Hertz). La question est de savoir si ce critère varie d'un design de vis à un autre, c'est-à-dire principalement d'un pas de vis à un autre.

Les actionneurs sont dimensionnés pour que la VAR supporte une charge donnée F, et se déploie à une vitesse axiale donnée V_{ax}. On propose donc de comparer la puissance totale dissipée pour deux VAR, n°1 et n°k, de mêmes rayons, $R_{vis\,1} = R_{vis\,k}$, $R_{rouleau\,1} = R_{rouleau\,k}$, et dont le pas de vis est k fois inférieur pour la VAR n°k, $P_{vis\,k} = P_{vis\,1}/k$. Les deux VAR sont soumises à une même charge F et se déploient à une même vitesse V_{ax}. La Figure I.24 illustre le cas où k = 2.



(a) (b)

Figure I.24. Coupe schématique de deux VAR de pas différents :
(a) VAR n°1: pas large ; (b) VAR n°2 : pas fin.

3.1 Pression de contact

Il a été évoqué au chapitre I.1 que les systèmes de roulement sont dimensionnés à partir de la résistance des matériaux. La pression maximale de Hertz, p_{max}, doit donc être la même quelles que soient les dimensions de la vis. Par ailleurs, en multipliant le nombre de contacts par k, de la VAR n°1 à la VAR n°k, l'effort normal moyen aux contacts F_n est théoriquement divisé par k, $F_{n\,k} = F_{n\,1}/k$. Pour obtenir la même pression de contact, le rayon de courbure R_c doit alors être ajusté.
Le rapport $R_{c\,k}/R_{c\,1}$ ne peut pas s'exprimer simplement de façon littérale car les formules de la théorie de Hertz pour un contact elliptique [I.9] font intervenir un rayon équivalent. Ce rapport peut cependant être estimé numériquement, avec ces mêmes formules, en utilisant des valeurs numériques données pour la VAR n°1, puis en divisant l'effort normal F_n par k et en ajustant alors le rayon de courbure de la VAR n°k, $R_{c\,k}$ jusqu'à obtenir la même pression de

contact. Cette estimation a été réalisée pour les VAR n°2, n°3 et n°4 de pas de vis 2, 3 et 4 fois inférieurs à celui de la VAR n°1, afin de visualiser l'évolution du rapport $R_{c\,k}/R_{c\,1}$ avec le facteur k.
Les valeurs numériques utilisées pour le calcul sont issues de la documentation technique, et sont précisées dans le Tableau I.5 : les rayons de contact R_{vis} et $R_{rouleau}$ sont constants, de même que la pression de contact. Seuls F_n et R_c varient. L'évolution du rapport $R_{c\,k}/R_{c\,1}$ est présentée en Figure I.25. Ces résultats permettront dans le paragraphe suivant de calculer les paramètres d'ellipse pour les VAR 1 à 4, et de comparer ainsi les puissances dissipées.

Tableau I.5. Valeurs numériques pour l'estimation du rapport $R_{c\,k}/R_{c\,1}$.

R_{vis} (mm)	$R_{rouleau}$ (mm)	$F_{n\,1}$ (N)	$R_{c\,1}$ (mm)	p_{max} (GPa)
15	5	390	6	3.5

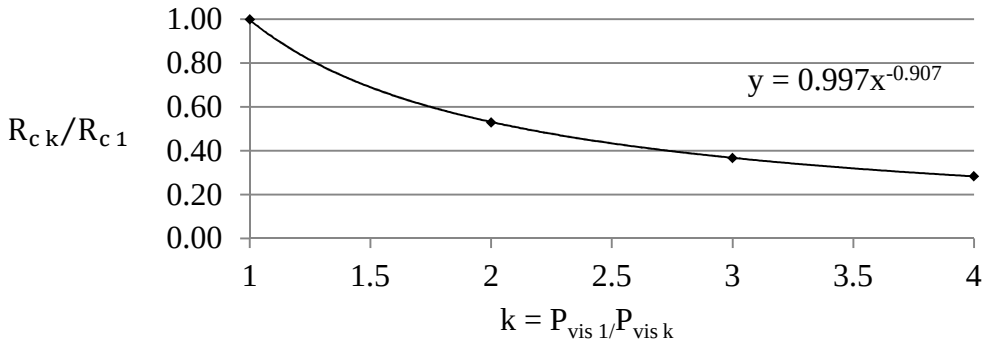


Figure I.25. Evolution du rayon de courbure des rouleaux en diminuant le pas de vis.

Pour une charge donnée F, le rayon de courbure peut donc être ajusté pour obtenir une même pression de contact quel que soit le pas de vis. Le paragraphe 1.2 du chapitre I.1 a montré cependant que l'effort n'était pas uniformément réparti le long des rouleaux, et que cette dispersion s'accroit pour des pas de vis plus fins. Plus k est grand, et plus les pressions sur les premiers filets (en bas des rouleaux sur la Figure I.24) sont importantes.

3.2 Vitesse de glissement

La vitesse de rotation à imposer pour obtenir une même vitesse axiale V_{ax} est k fois plus importante pour la VAR n°k que pour la n°1 : $\omega_{vis\,k} = k\,.\,\omega_{vis\,1}$. La vitesse de roulement au contact est donc également k fois plus grande pour la vis k, mais le taux de glissement τ, proportionnel au pas de vis (équation I.19), est aussi k fois plus faible. On obtient donc l'équation I.31 qui montre que la vitesse de glissement globale V_{gliss} est la même d'une vis à l'autre. Ce résultat est cohérent avec la conclusion du paragraphe 2.2 : la vitesse de déploiement axial V_{ax} correspond à la vitesse de glissement au contact ($V_{ax\,gliss} = V_{ax} = V_{gliss}/\cos\beta$).

$$V_{gliss} = V_{roul\,1}\,.\,\tau_1 = V_{roul\,k}\,.\,\tau_k \qquad \text{Eq I.31}$$

Pour comparer les puissances réelles dissipées, il convient toutefois de prendre en compte la différence de surface, de géométrie, et de distribution de vitesse de glissement entre les ellipses de contact des VAR n°1 et n°k. On propose donc d'exprimer le produit $p_{(x,y)}.v_{gliss\,(x,y)}$ en chaque point de l'ellipse, où $p_{(x,y)}$ est la pression locale et $v_{gliss\,(x,y)}$ la vitesse de glissement

locale, puis d'intégrer sur la surface du contact pour calculer la puissance dissipée dans l'ellipse. Cette puissance sera ensuite multipliée par le nombre de contacts de chaque VAR pour comparer les puissances totales dissipées.
La pression de contact en un point (x,y) est calculée avec la théorie de Hertz [I.9] (équation I.32). La vitesse de glissement locale est décrite par l'équation I.33 issue de l'équation I.27, où y_e est calculé avec l'équation I.30.

$$p_{(x,y)} = p_{max} \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{b^2} - \frac{y^2}{a^2}} \qquad \text{Eq I.32}$$

$$v_{gliss\,(x,y)} = \frac{V_z}{y_e} \cdot \sqrt{x^2 + (y_e - y)^2} \cdot \cos\beta \qquad \text{Eq I.33}$$

3.3 Puissance dissipée

Le produit $p.v_{gliss}$ en chaque point de l'ellipse a été calculé pour les VAR n°1 et n°2 à l'aide des valeurs numériques du Tableau I.6 issues de documents confidentiels SAFRAN. Le calcul prend comme référence une pression de contact maximale de Hertz de 3.5 GPa calculée à partir de la capacité de charge dynamique fournie par le fabricant. Les demi longueur et largeur de contact a et b sont calculées avec la théorie de Hertz et présentées dans le Tableau I.6. Les résultats du produit $p.v_{gliss}$ ont été tracés en 2D avec le logiciel de calcul MATLAB, et sont présentés en Figure I.26. En considérant que le coefficient de frottement est homogène sur toute l'ellipse, l'intégrale de la quantité $p.v_{gliss}$ permet de calculer la puissance réelle dissipée dans le contact Φ (équation I.34).

$$\Phi = \mu \cdot \iint_{-a,-b}^{a,b} p_{(x,y)} \cdot v_{gliss(x,y)} \cdot dx \cdot dy \qquad \text{Eq I.34}$$

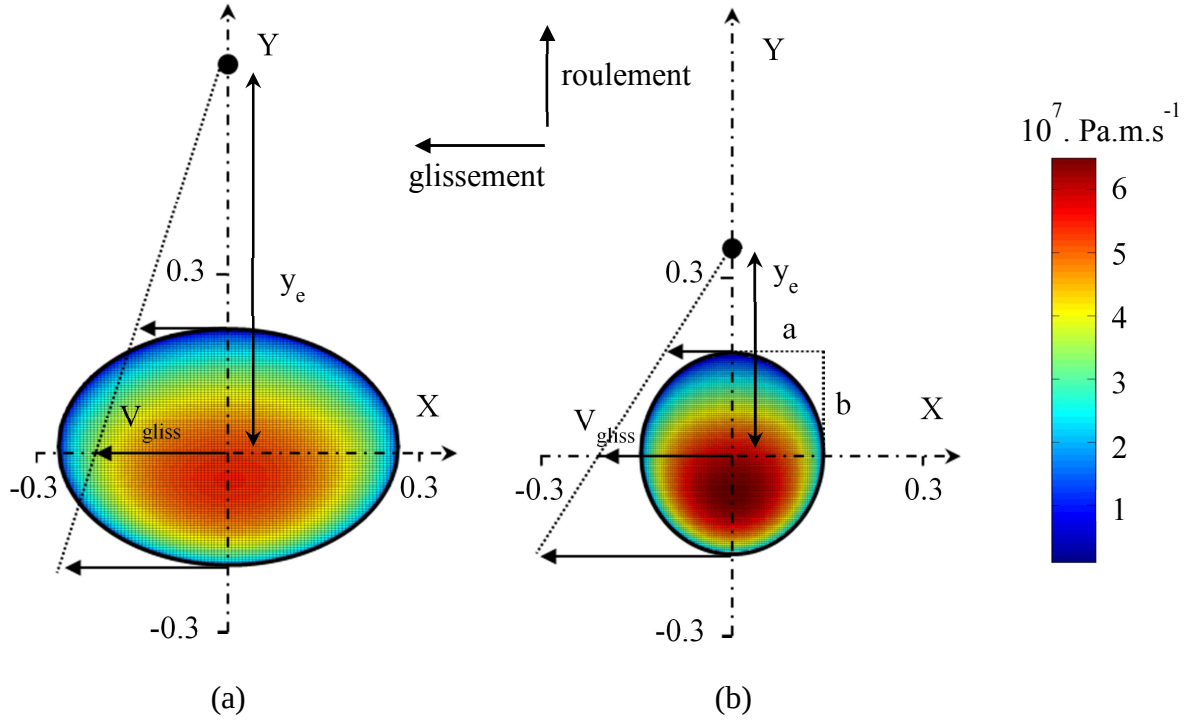
Tableau I.6. Paramètres utilisés pour les calculs de $p.v_{gliss}$.

	p_{max} (GPa)	R_{vis} (mm)	$R_{rouleau}$ (mm)	β	V_{ax} (mm/s)	P_{vis} (mm)	R_c (mm)	y_e (mm)	a (mm)	b (mm)	$\frac{y_e}{a}$
VAR n°1	3.5	15	5	45°	30	10	6	0.6	0.20	0.27	3.2
VAR n°2						5	3	0.3	0.17	0.15	2.0

Les puissances Φ calculées avec un coefficient de frottement de 0.1 (typique pour un contact graissé) pour les contacts des VAR n°1 et n°2 varient du simple au double, $\Phi_1 = 2 \cdot \Phi_2 = 800$ N.m.s^{-1}. Comme le nombre de contacts est deux fois plus grand sur la VAR n°2, la puissance totale dissipée est la même dans les 2 VAR. Ces calculs ont également été réalisés pour les VAR n°3 et n°4, et le résultat est identique : la puissance totale dissipée par tous les contacts n'évolue pas.

Toutefois, la Figure I.26 montre l'impact du rapprochement du centre de spin quand le pas de vis diminue : pour la vis n°2, la distribution de vitesse de glissement (flèches noires) dans l'ellipse est moins homogène, et par conséquent, le maximum du produit $p.v_{gliss}$, $(p.v_{gliss})_{max}$, est plus éloigné du centre de l'ellipse, et atteint des valeurs plus élevées.

La Figure I.27 illustre l'évolution de l'écart relatif de $(p.v_{gliss})_{max}$ entre la VAR n°1 et la VAR n°k, de pas k fois plus faible que la VAR n°1. Pour une VAR n°4 de pas 4 fois inférieur à la VAR n°1, $P_{vis\ 4}$ = 2.5 mm, cet écart atteint 25 %.



(a) (b)

Figure I.26. Calculs de $p.v_{gliss}$ en chaque point de l'ellipse de contact pour p_{max} = 3.5 GPa : (a) VAR n°1, $P_{vis\ 1}$ = 10 mm, F_n = 380 N ; (b) VAR n°2, $P_{vis\ 2}$ = 5 mm, F_n = 190 N.

$$\frac{(p\,.\,v_{gliss})_{\max k} - (p\,.\,v_{gliss})_{\max 1}}{(p\,.\,v_{gliss})_{\max 1}}\ (\%)$$

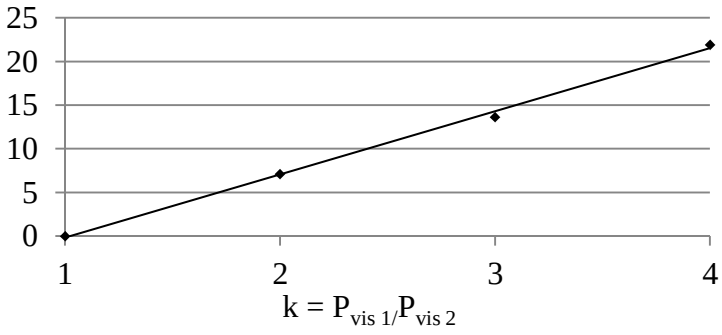


Figure I.27. Augmentation du maximum de puissance dissipée dans le contact avec le rapport de pas de vis.

3.4 Conclusions

Pour une charge F et une vitesse axiale V_{ax} données, la puissance dissipée par frottement dans tout le mécanisme ne varie pas avec le pas de vis. En revanche, le maximum local de puissance dissipée dans l'ellipse est plus élevé pour les VAR à pas fin, du fait de l'hétérogénéité de la distribution de vitesse de glissement. Les contacts des VAR à pas fins sont donc potentiellement plus susceptibles de s'échauffer et de générer une usure adhésive. Par ailleurs, si l'on considère une VAR n°1 et une VAR n°2 de pas deux fois plus fin, de mêmes rayons, et sollicitées de la même façon (même chargement F et même vitesse axiale,

V_{ax}), la vitesse de glissement aux contacts V_{gliss} est la même, mais le taux de glissement est deux fois plus grand pour la vis n°1, et la vitesse de roulement et le nombre de contacts sont deux fois plus élevés pour la vis n°2. Au passage de l'écrou, un élément de surface du filet de la VAR n°2 entre donc en contact deux fois plus souvent qu'un élément du filet de la vis n°1, mais il glisse également sur une distance deux fois plus faible à chaque contact. L'amplitude de glissement à chaque contact diminue pour des faibles pas de vis, mais ces contacts sont aussi plus nombreux. Le bilan énergétique global ne varie donc pas avec le pas de vis. Enfin, la vitesse de roulement, qui augmente en diminuant le pas de vis, joue aussi vraisemblablement sur les propriétés du film lubrifiant à l'interface et donc sur la tenue à l'usure.

Il est difficile de conclure quant au lien théorique entre la taille du pas de vis et la sévérité du contact : diminuer le pas de vis implique en effet une diminution de l'amplitude de glissement aux contacts, mais implique aussi d'augmenter le nombre de contacts, la vitesse de roulement, et la puissance maximale dissipée localement dans le contact.
La simulation expérimentale permettra donc de répondre à cette question en étudiant séparément l'influence de chaque paramètre : vitesse de roulement, taux de glissement, nombre de cycles, et pression de contact.

4 Conclusions

Dans la vis à rouleaux satellite, la charge est portée par un ensemble de contacts elliptiques entre les filets de la vis, des rouleaux et de l'écrou. Du fait de la raideur des composants, les premiers filets en prise se déforment davantage que les suivants, ce qui induit des sur-contraintes pouvant aller jusqu'à 30 % de la charge moyenne théorique. Les paramètres de l'ellipse, dimensions des axes, pression maximale, enfoncement, peuvent être calculés à l'aide de la théorie de Hertz.

La rotation de la vis entraîne le roulement des rouleaux, qui décrivent alors une trajectoire circulaire autour de la vis. Chaque contact elliptique est donc animé d'une composante de roulement dans cette direction orbitale. L'inclinaison à 45° (angle β) des flancs de filet induit une composante de *spin* qui génère des lignes de glissement concentriques dans l'ellipse de chaque contact. L'angle d'hélice des rouleaux est identique à celui de l'écrou, de telle sorte que les contacts rouleaux/écrou ne comprennent que du roulement associé à une légère composante de *spin*. A l'inverse, l'angle d'hélice de la vis est différent de celui des rouleaux, ce qui entraîne sur chaque contact vis/rouleau, une composante de glissement perpendiculaire à la direction de roulement. Ce glissement peut être quantifié par un taux de glissement, τ, de l'ordre de 3 à 10 %, qui augmente avec la taille du pas de vis. La combinaison du *spin* avec le glissement transverse décale le centre des lignes d'iso-vitesses de glissement en dehors de l'ellipse de contact, dont toute la surface est alors en glissement. Ce décalage entraîne une dissymétrie de la distribution de puissance dissipée à l'intérieur de l'ellipse, qui est particulièrement marquée pour les faibles pas de vis où le centre de spin est proche du contact.

Cette distribution particulière, avec des taux de glissement allant jusqu'à 10 %, des fortes pressions (4 GPa) et des vitesses de roulement relativement élevées (2 m/s), rend le contact vis/rouleau assez singulier par rapport aux pièces de roulement plus classiques. Son étude requiert par conséquent un moyen de simulation dédié, qui sera présenté dans le chapitre suivant.

CHAPITRE I.3 Dispositif expérimental et essais préliminaires

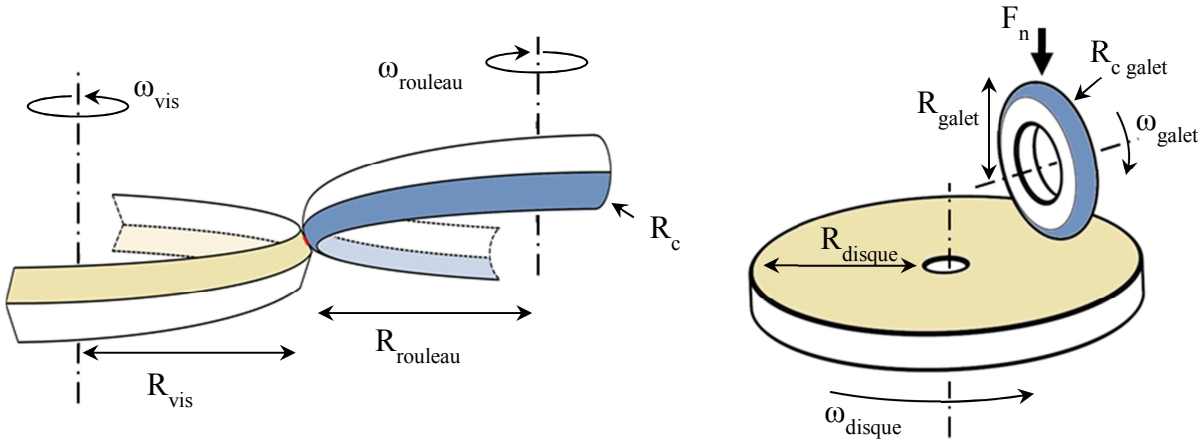
Le chapitre précédent a permis d'identifier les conditions de contact dans la VAR. Le chapitre qui suit présente la démarche adoptée pour simuler expérimentalement ce contact en laboratoire. Le chapitre I.2 a montré que les contacts vis/rouleau sont davantage sollicités, en pression et en glissement, que les contacts rouleau/écrou. On se focalisera donc sur la simulation du contact vis/rouleau.

On montrera dans un premier temps comment reproduire les caractéristiques globales du contact, effort normal, vitesse de roulement et taux de glissement, puis les caractéristiques locales, paramètres de l'ellipse et distribution des vitesses de glissement. On détaillera ensuite l'instrumentation du banc et les gammes de sollicitation. Les matériaux seront alors présentés, ainsi que quelques essais préliminaires en contact non lubrifié.

1 Simulation expérimentale du contact dans la VAR

1.1 Géométrie des échantillons et du contact, et fonctionnement du tribomètre

Une solution simple pour reproduire un contact elliptique est d'utiliser un galet torique, qui simule la surface bombée des filets des rouleaux de la VAR (surfaces bleues, Figure I.26), en contact avec un disque plat qui simule la surface droite des filets de la vis (surfaces jaunes).



(a) (b)

Figure I.28. Illustration de la représentativité du contact simulé :
(a) contact vis/rouleau dans la VAR ; (b) contact disque/galet sur le tribomètre.

Pour reproduire le mouvement de roulement, les deux éprouvettes sont montées sur un tribomètre rotatif adapté en roulement/glissement (Figure I.29). Le galet est placé sur un arbre en roulement libre, sur des roulements à billes, et installé sur un bras dont le déplacement vertical permet d'imposer un effort normal F_n représentatif de l'effort perçu par les contacts dans la VAR. Le disque est placé sur une plateforme rotative (dont la vitesse est maîtrisée) qui entraîne le roulement du galet.

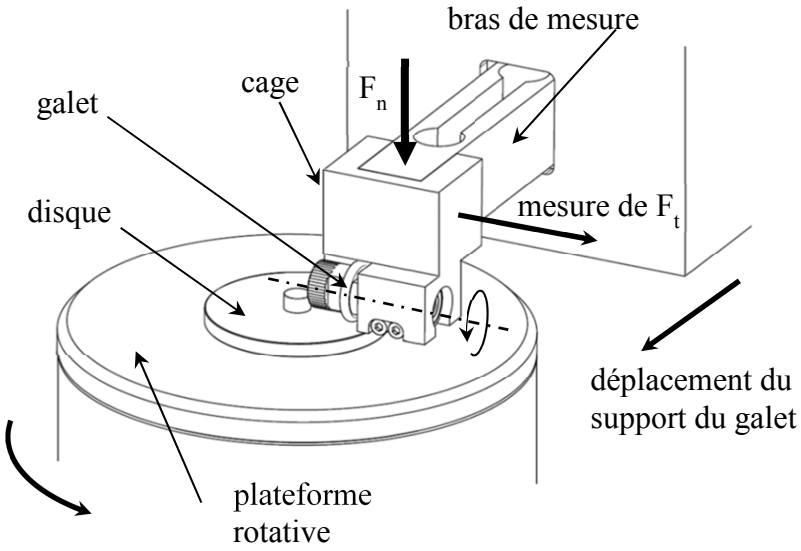


Figure I.29. Tribomètre rotatif adapté en roulement/glissement.

La composante de glissement perpendiculaire (Figure I.17) est reproduite en déplaçant le contact dans la direction de roulement du galet : si l'axe de rotation du galet croise celui de la vis (Figure I.30.a), le contact est seulement animé d'une composante de roulement. Si l'axe du galet est décalé d'une distance Δ par rapport à l'axe du disque (Figure I.30.b), cela génère un angle de glissement θ entre les vitesses au contact du disque V_{disque} et du galet V_{roul} (Figure I.30), et donc une vitesse de glissement V_{gliss} perpendiculaire à la direction de roulement. Le décalage Δ est réalisé en déplaçant le support du galet (Figure I.29). La vitesse de glissement se traduit par un effort de frottement F_t, qui est mesuré dans la même direction. On peut définir à nouveau un taux de glissement τ (équation I.35). Le décalage Δ à imposer pour reproduire un taux de glissement donné, est donné par l'équation I.36, où R_{disque} est le rayon de la piste d'essai sur le disque.

$$\tau = \frac{V_{gliss}}{V_{roul}} = \tan\theta \qquad \text{Eq I.35}$$

$$\Delta = R_{disque} \cdot \sin\theta = R_{disque} \cdot \sin(\operatorname{atan}\tau) \qquad \text{Eq I.36}$$

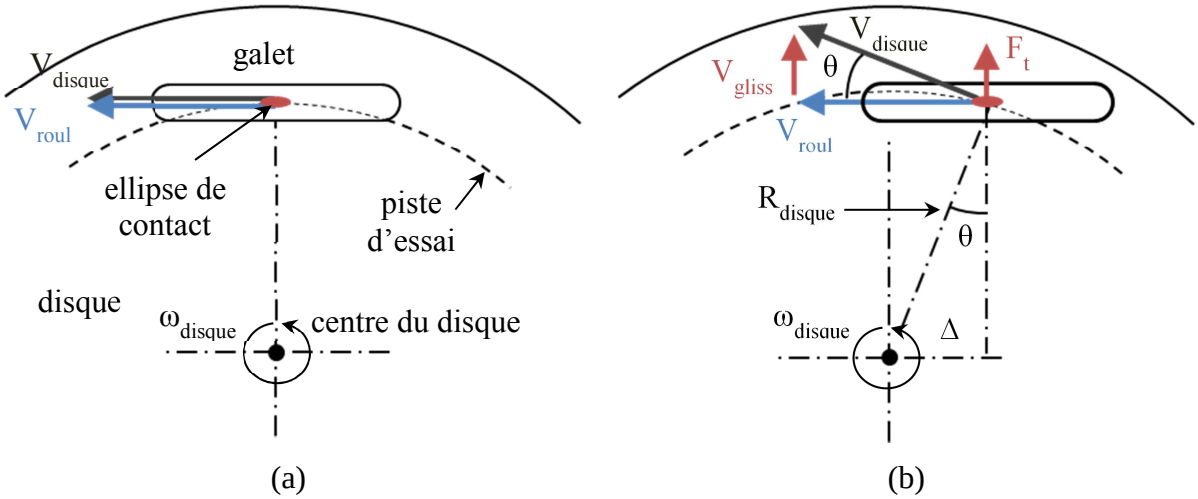


Figure I.30. Illustration de la composante de glissement transverse (vue de dessus) :
(a) position de roulement sans glissement ;
(b) position de roulement avec glissement transverse.

A partir de la Figure I.30.b et de l'équation I.35, la vitesse de roulement peut être exprimée par l'équation I.37 qui peut se simplifier (équation I.38) du fait du faible ordre de grandeur de τ ($\tau \sim 10^{-2}$ - 10^{-1}). Le tribomètre utilisé permet donc de reproduire un contact elliptique animé d'un mouvement de roulement et de glissement transverse.

$$V_{roul} = \frac{R_{disque} \cdot \omega_{disque}}{\sqrt{\tau^2 + 1}} \qquad \text{Eq I.37} \qquad\qquad V_{roul} \sim R_{disque} \cdot \omega_{disque} \qquad \text{Eq I.38}$$

Il faut noter que les désignations V_{gliss}, V_{roul} et τ sont les mêmes que celles employées dans le chapitre précédent pour le contact dans la VAR, puisqu'il s'agit de paramètres qui doivent permettre la représentativité du banc d'essais par rapport à la VAR.

1.2 Représentativité de l'ellipse de contact

Dimensions du galet et paramètres de l'ellipse simulée

Il a été mis en évidence dans le chapitre précédent qu'entre deux VAR de pas de vis différents et soumises à une même charge F, le rayon de courbure du filet des rouleaux est modifié pour garder une même pression maximale de contact, ce qui induit une modification de l'allure de l'ellipse de contact (Figure I.26). Sur le dispositif expérimental utilisé, il n'est pas possible d'étudier des galets de différents rayons de courbure $R_{c\ galet}$ car cela nécessiterait une plage d'effort normal très étendue et inadaptée au tribomètre. On fonctionnera donc avec une ellipse de contact de dimensions (a, b) fixes pour une pression donnée.

Le choix des dimensions du galet (R_{galet} et $R_{c\ galet}$) fait l'objet d'un compromis entre les capacités du tribomètre (effort normal maximum), et la proximité avec les dimensions d'ellipse d'une VAR de référence à faible pas (P_{vis} = 2.5 mm) déjà évoquée dans les chapitres précédents. R_{galet} et $R_{c\ galet}$ valent respectivement 10 mm et 1.5 mm. Le Tableau I.7 synthétise les paramètres statiques du contact pour le contact vis/rouleau de référence, et pour le contact disque/galet qui sera utilisé pour toute la partie expérimentale (les propriétés mécaniques d'élasticité des matériaux utilisées pour le calcul de Hertz ont été présentées dans le Tableau I.2). A la différence du Tableau I.4, l'effort maximal (130 N) prend en compte la distribution de charge détaillée en 1.2 du chapitre I.2.

Compte tenu des différences de géométrie entre les contacts vis/rouleau et disque/galet, pour obtenir la même plage de pression de contact, les ellipses de contact sont sensiblement plus allongées sur le tribomètre que dans la VAR choisie comme référence.

Tableau I.7. Paramètres statiques comparés des ellipses de contact, réelle et simulée.

	Contact vis/rouleau de référence		Contact disque/galet	
	nominal	max	min	max
Charge normale au contact F_n (N)	40	130	80	270
Pression maximale p_{max} (GPa)	2.5	4.0	2.5	4.0
Rapprochement des surfaces (µm)	4	7	4	9
Dimensions de l'ellipse (a,b) (µm)	(100, 70	(150, 100)	(220, 60)	(330, 100)

Vitesses de glissement dans l'ellipse

Le chapitre I.2 a montré qu'à l'intérieur du contact vis/rouleau, les vitesses sont définies par une composante de roulement V_{roul}, et une composante de glissement caractérisée par la vitesse de rotation de *spin* ω_{spin}, et l'éloignement du centre de spin y_e.
Dans la littérature [I.12], la composante de *spin* dépend de l'angle formé entre les axes de rotation des deux pièces en contact, et de l'angle formé entre le plan du contact et l'un des axes. Dans le cas du contact vis/rouleau, les axes de la vis et des rouleaux sont parallèles, et la composante de *spin* est due à l'inclinaison du contact d'un angle β (45°) par rapport à ces deux axes. Sur le tribomètre, c'est l'angle de 90° formé entre les axes du disque et du galet qui génère une composante de *spin* dans le contact. Celle-ci est illustrée en Figure I.31.a : en passant dans le contact, les éléments de surface du disque suivent les cercles rouges, et les éléments de surface du galet suivent les lignes bleues, ce qui génère des vitesses de glissement distribuées autour du centre de l'ellipse. Cette configuration de *spin* est la même que celle des butées à rouleaux évoquées au chapitre I.1.
Le décalage de l'ellipse de contact dans la direction de roulement (Figure I.31.b) rajoute une composante de glissement transverse, et on retrouve la distribution de vitesses de glissement de la VAR présentée en Figure I.22.

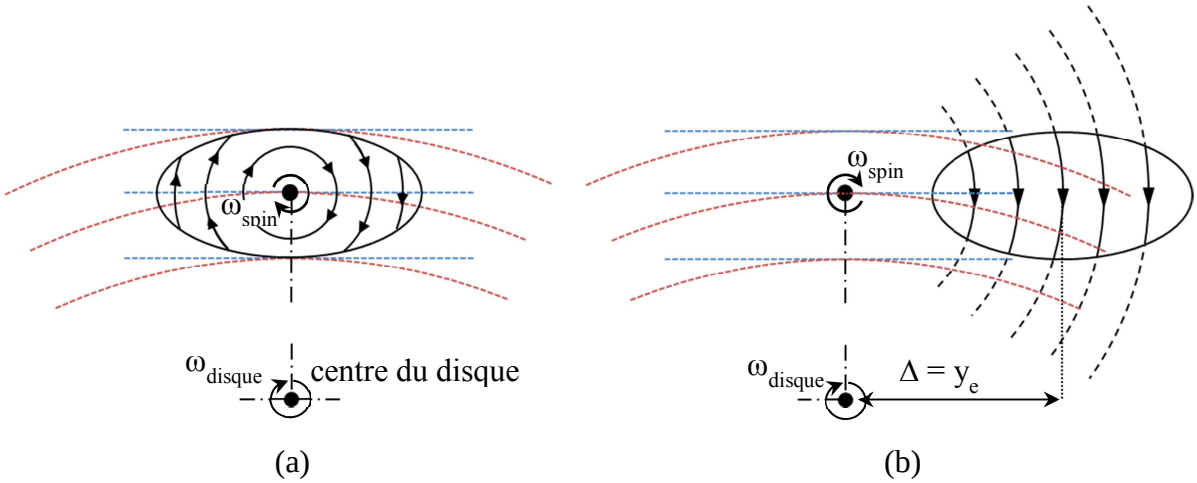


Figure I.31. Distribution des vitesses de glissement dans l'ellipse du contact simulé : (a) roulement sans glissement, *spin* seul ; (b) roulement avec glissement transverse.

Pour reproduire la distribution exacte, il est nécessaire d'ajuster les paramètres R_{disque}, ω_{disque} et Δ du tribomètre pour obtenir les mêmes paramètres V_{roul}, ω_{spin} et y_e que ceux de la VAR étudiée. La Figure I.31.b met en évidence que l'éloignement du centre de *spin* y_e correspond directement au décalage du galet Δ (équation I.39). La vitesse de glissement au centre de l'ellipse V_{gliss} est donc égale au produit $\Delta.\omega_{spin}$. La Figure I.30.b montre également que cette vitesse V_{gliss} est aussi égale au produit $\Delta.\omega_{disque}$. La vitesse de rotation de *spin* correspond donc simplement à la vitesse de rotation du disque (équation I.40). La Figure I.30.b permet également d'exprimer la vitesse de roulement en fonction des paramètres ajustables R_{disque}, ω_{disque} et Δ (équation I.41). En combinant les équations I.37 à I.41, on obtient une expression de R_{disque} en fonction de y_e et τ (expression I.42).

$$y_e = \Delta \qquad \text{Eq I.39}$$

$$\omega_{spin} = \omega_{disque} \qquad \text{Eq I.40}$$

$$V_{roul} = \omega_{disque} \cdot \sqrt{R_{disque}^2 - \Delta^2} \qquad \text{Eq I.41}$$

$$R_{disque} = y_e \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{\tau^2}} \qquad \text{Eq I.42}$$

Conclusions sur la représentativité

A l'aide des précédentes relations, il est théoriquement possible de reproduire précisément la distribution de vitesse de glissement du contact d'une VAR. Toutefois, les applications numériques montrent que, pour reproduire à la fois les deux paramètres ω_{spin} et y_e de façon représentative d'une VAR réelle, le rayon d'essai sur le disque, R_{disque}, doit être de l'ordre de 5 mm, ce qui n'est pas réalisable en pratique sur le tribomètre compte tenu de l'épaisseur du galet et des vitesses de rotation très élevées que cela impliquerait. Le choix a donc été fait de travailler à des rayons plus grands, où la courbure des trajectoires du disque (lignes rouges sur la Figure I.31) dans le contact est négligeable par rapport à la taille de l'ellipse. La distribution de vitesses de glissement est donc plus homogène que dans le contact réel, et se rapproche de celle présentée en Figure I.21.b. Cependant, de nombreux essais réalisés à différents R_{disque}, et présentés en parties II et III, ont montré que la proximité du contact avec le centre du disque, et donc l'amplitude du phénomène de *spin*, n'influent pas de façon visible sur les mécanismes d'usure. Ceci permettra en outre de réaliser plusieurs essais à différents rayons sur chaque disque, et d'économiser ainsi le nombre d'éprouvettes.

Dans toute la suite de l'étude expérimentale, la composante de glissement transverse sera donc simplement caractérisée par l'amplitude du taux de glissement, τ.

1.3 Cinématique d'essai

La mission d'un actionneur est généralement constituée d'un mouvement alternatif d'extension puis de rétraction. Ceci se traduit par une inversion de la vitesse de roulement au niveau de contact, qui peut être reproduite sur le tribomètre en inversant le sens de rotation de la plateforme.

En revanche, la longueur cinématique ne peut pas être totalement représentative du système réel : pour un tour de vis, un élément de surface du filet de la vis entre $N_{c\ vis}$ fois en contact avec un flanc de rouleau, et un élément de surface d'un rouleau entre $N_{c\ rouleau}$ fois en contact avec la vis. Ces deux nombres peuvent être calculés à partir des équations établies en 2.1 du chapitre I.2, et les applications numériques montrent qu'un élément de filet d'un rouleau est en moyenne dix fois plus sollicité qu'un élément de filet de la vis. Pour qu'il en soit de même sur le tribomètre, il faudrait travailler avec un rayon de disque dix fois supérieur au rayon du galet, soit $R_{disque} \sim 100$ mm, ce qui dépasse largement la taille des disques. Cet aspect sera pris en considération dans les interprétations expérimentales des parties II et III.

Dans toute la suite de l'étude, un cycle sur le tribomètre sera défini par une rotation du disque. Le nombre de cycles correspond donc au nombre de contacts pour un point de la piste sur le disque. Le nombre de rotations du galet pour un cycle dépend du rayon d'essai R_{disque}, et varie entre 4 et 6. Il est possible que le volume d'usure du galet dépende de R_{disque}, mais on verra dans les parties II et III que le choix de R_{disque} n'influe pas sur les éléments étudiés.

2 Instrumentation et gammes de sollicitation

Le tribomètre est muni de deux capteurs d'effort (Figure I.29) permettant, pour l'un, de mesurer et réguler l'effort normal à une charge F_n donnée, et, pour l'autre, de mesurer en continu l'effort de frottement F_t. On déduit ensuite de ces deux mesures le coefficient de frottement µ. Le déplacement du support du galet qui induit le décalage Δ peut être contrôlé au µm près par une vis de précision, ce qui permet de générer des taux de glissement très faibles avec une grande précision. Par ailleurs, il est possible de faire varier ce taux de glissement pendant l'essai en imposant une vitesse de décalage V_Δ, permettant de réaliser des courbes de traction transverse qui seront présentées en partie II.

La vitesse de rotation du galet n'est pas imposée, puisque ce dernier est monté sur un arbre en roulement libre, mais elle est mesurée par un tachymètre. Cela permettra en particulier de visualiser la diminution de vitesse du galet quand le taux de glissement augmente.

Un microscope et une caméra sont installés au-dessus du disque, en dehors du contact (Figure I.32). L'essai peut être stoppé périodiquement, et des parties de la piste du disque de positions angulaires définies à l'avance, peuvent être amenées sous l'objectif pour être photographiées. A l'issue de l'essai, les clichés d'une même position angulaire sont assemblés pour créer un film « image par image » de l'évolution de la piste. Ceci permet par exemple d'observer la progression d'une fissure sur un revêtement de type couche mince, ou l'évolution de la disposition de la graisse autour de la piste. Il ne s'agit donc pas d'un dispositif d'observation *in situ* du contact comme il en existe sur des tribomètres EHD. Par ailleurs, on verra dans les parties II et III que le fait de stopper l'essai périodiquement n'est pas sans conséquence sur les résultats.

Les propriétés de la graisse retenue pour l'étude, qui sera présentée en début de partie II, sont constantes dans la plage de température de fonctionnement des actionneurs. Les essais sont donc tous réalisés à température ambiante. L'humidité relative n'est pas non plus maitrisée, mais certains essais présentés en partie III ont été menés avec une source chaude pour l'abaisser.

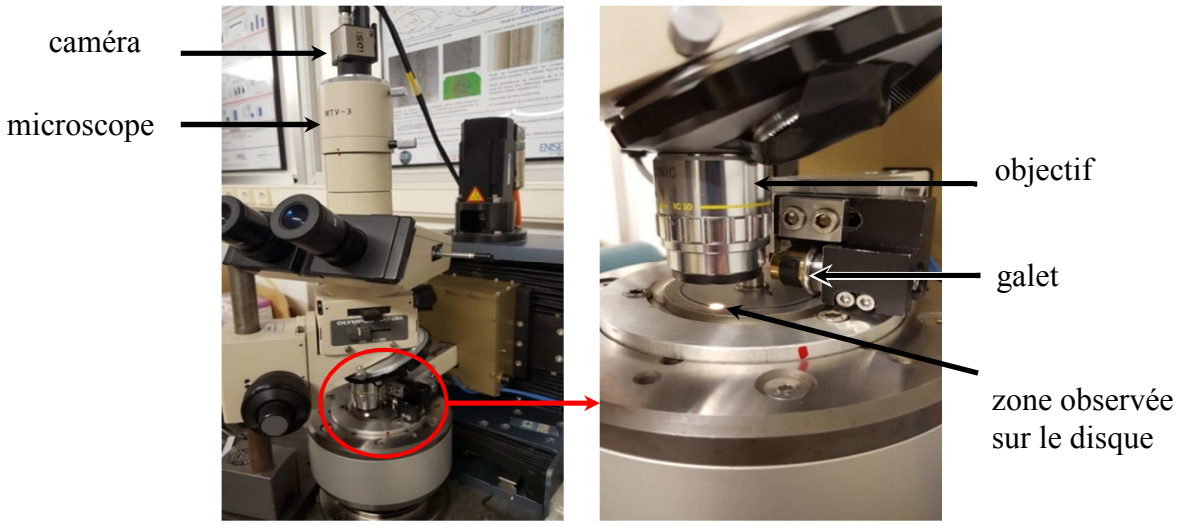


Figure I.32. Dispositif d'observation de la piste.

Le Tableau I.8 synthétise les données d'entrée et de sortie des essais de roulement/glissement. Le Tableau I.9 récapitule les gammes d'efforts et de vitesses testées. En considérant la distribution de charge, les pressions de contact peuvent atteindre 4 GPa. Sur des VAR de pas important, le taux de glissement peut atteindre 10 %. Selon le pas de vis et la vitesse d'extension V_{ax} souhaitée, la vitesse de roulement au contact peut aller de 0.5 à 2 m/s. On testera toutefois des vitesses inférieures dans le cadre des essais à sec.

Tableau I.8. Données d'entrée et de sortie des essais de roulement/glissement transverse.

Paramètres simulés		Données d'entrée du tribomètre	Données de sortie du tribomètre
		- R_{disque}	- Ft
- p_{max}	Th. Hertz →	- F_n	- V_{roul}
- τ	équation I.36 →	- Δ	
- V_{roul}	équation I.38 →	- ω_{disque}	- clichés de la piste

Tableau I.9. Gammes de sollicitations de référence.

Paramètres simulés			Données d'entrée du tribomètre		
	min	max		min	max
p_{max} (GPa)	2.5	4.0	R_{disque} (mm)	20	28
τ (%)	0	10	F_n (N)	80	270
V_{roul} (m/s)	0.5	2	Δ (µm)	0	3000
			ω_{disque} (tr/min)	170	950

3 Matériaux et état de surface

Les éprouvettes sont fabriquées avec les mêmes matériaux que ceux utilisés pour les VAR (chapitre I.1, 3.3). Les galets sont donc usinés dans des barres forgées d'acier XDBD-W (acier des rouleaux), et les disques sont usinés avec l'acier XD15N-W (acier de la vis). Les traitements thermiques appliqués après l'ébauche des éprouvettes sont également les mêmes que ceux des VAR, de façon à obtenir les mêmes propriétés mécaniques (résistance et dureté). Dans les VAR, la vis en XD15N-W est trempée par induction de façon à durcir uniquement la partie extérieure filetée. Elle subit ensuite un revenu simple à 180°C. Pour l'aspect tribologique, on s'intéresse uniquement au comportement des filets et non à celui du cœur de la pièce. Par conséquent, les disques en XD15N-W sont simplement trempés dans la masse, puis revenus à 180°C. Les galets en XDBD-W sont trempés dans la masse, comme les rouleaux des VAR, puis revenus à 170°C. Plusieurs disques et galets ont également été approvisionnés avec l'acier CX13VD-W cémenté et revenu à 250°C.

La rugosité initiale des filets des VAR est relativement élevée (Ra = 0.4 µm), bien qu'un rodage en début de service permette de l'abaisser sensiblement. Les éprouvettes sont donc toutes rectifiées pour obtenir un Ra du même ordre de grandeur (0.3-0.4 µm), mais la plupart des essais sont réalisés avec des surfaces polies pour faciliter les observations de l'endommagement.

4 Essais préliminaires non lubrifiés

L'objectif de la partie expérimentale est de comprendre les mécanismes d'endommagement en contact lubrifié et/ou revêtu. Dans les deux cas, qui seront respectivement présentés en parties II et III, l'endommagement redouté est l'adhésion-grippage qui survient quand la lubrification n'est pas efficace ou quand le revêtement est usé. Quelques essais ont donc été réalisés sans protection pour mettre directement en évidence les mécanismes de grippage en contact acier/acier. Les éprouvettes ont été préalablement polies (Ra < 0.05 µm) pour s'affranchir de l'influence de la rugosité.

La Figure I.33 présente l'évolution du coefficient de frottement mesuré pour les deux couples de matériaux disponibles, et dans des conditions de sollicitations faibles. Le coefficient de frottement augmente rapidement pendant la première centaine de cycles puis se stabilise à une valeur proche de 0.5.

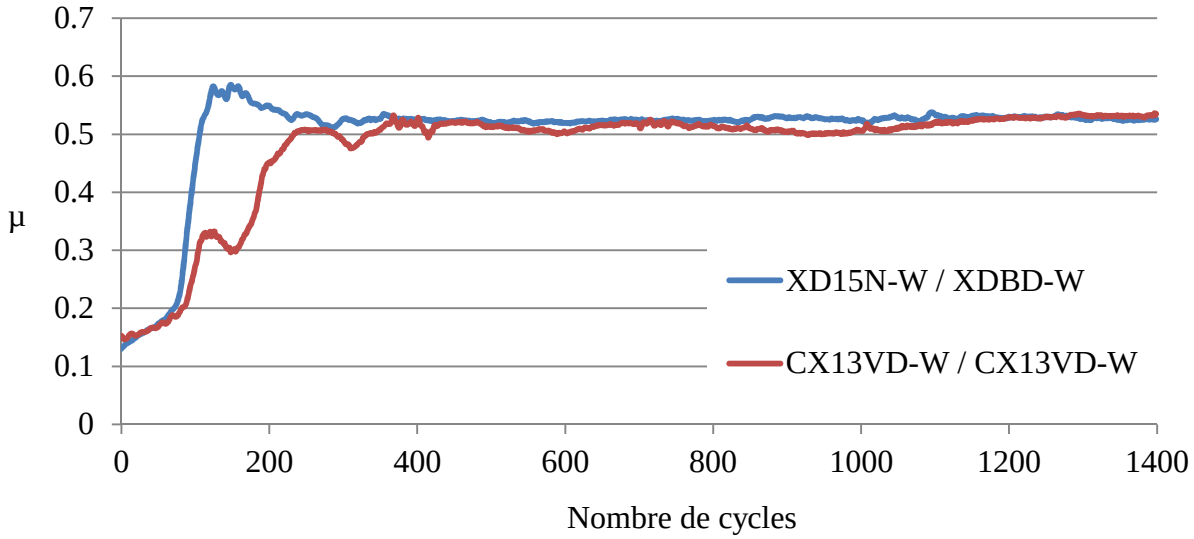


Figure I.33. Evolution du coefficient de frottement en contact non lubrifié :
F_n = 15 N (p_{max} = 1.5 GPa), V_{roul} = 0.5 m/s, τ = 3 %.

Les directions de roulement et glissement du galet sont illustrées sur la Figure I.34 : pour τ = 3 %, l'angle de glissement formé entre la direction de la piste (disque) et la direction de roulement du galet est trop faible pour être représenté (θ = 2 °). Au maximum, pour τ = 10 %, on a θ = 6°. Pour simplifier, dans les parties II et III, cet angle ne sera donc pas représenté et on considèrera la direction de roulement du galet parallèle à la direction du disque.

Les observations réalisées pendant l'essai (Figure I.34.a) et après l'essai (Figure I.34.b.c.d) montrent l'apparition progressive de transferts métalliques, qui sont écrouis avec les passages successifs du galet, et qui se généralisent ensuite sur toute la piste. A gauche de la piste, on observe des ilots de particules d'usure de 1.5 µm d'épaisseur. La formation de ces ilots est illustrée en Figure I.34.e : elle s'explique par l'accumulation de débris d'usure piégés en sortie de la composante de glissement du galet.

La Figure I.33 montre que l'évolution du coefficient de frottement est sensiblement identique pour les deux couples de matériaux. L'endommagement observé pour le couple CX13VD-W/CX13VD-W est également identique à celui de la (Figure I.34). Les compositions chimiques des trois alliages sont légèrement différentes, ce qui aurait laissé présager des

susceptibilités à l'usure différentes. Toutefois, compte tenu de la pression de contact, et même pour un faible effort normal, on peut imaginer que des liaisons entre les surfaces vont tout de même se créer, et que la différence d'affinité chimique entre les couples est trop faible pour avoir une influence. La dureté des trois alliages étant sensiblement identique, l'endommagement constaté est donc le même.

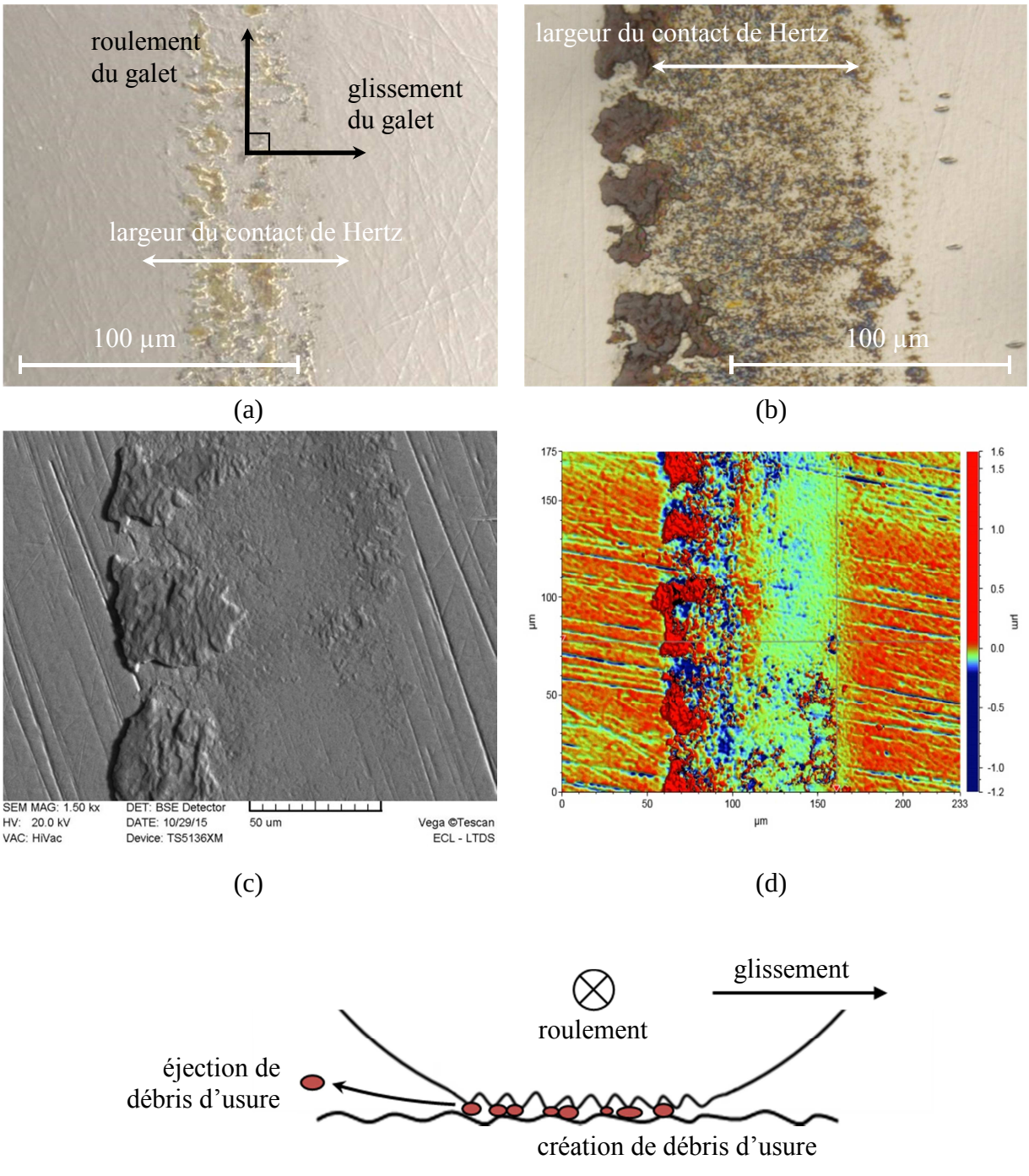


Figure I.34. Observation du phénomène d'adhésion-grippage sur le disque en XD15N-W : (a) microscopie optique, traces d'adhésion, 100 cycles ; (b) microscopie optique, piste usée (1400 cycles) ; (c) observation MEB de la piste usée ; (d) relevé interférométrique de la piste usée ; (e) illustration de l'accumulation de débris en sortie du glissement du galet.

Des essais avec les mêmes couples de matériaux, sans lubrification, et en conditions de sollicitations plus sévères (pressions de contact, vitesses et taux de glissement plus élevés) ont été réalisés et n'ont pas montré de différence en termes de type d'endommagement ou de valeur du coefficient de frottement. Un cas de figure intéressant intervient toutefois à faible pression et avec un taux de glissement nul : les observations (Figure I.35) montrent à nouveau des traces de transfert métallique, dont la disposition en bandes dans le sens du roulement peut être reliée aux glissements de Heathcote (cf chapitre I.1, 4.1) : du fait de la légère conformité entre la surface du galet et la surface déformée du disque, le contact est composé de lignes de non glissement et de lignes de glissement dirigées dans le sens du roulement.

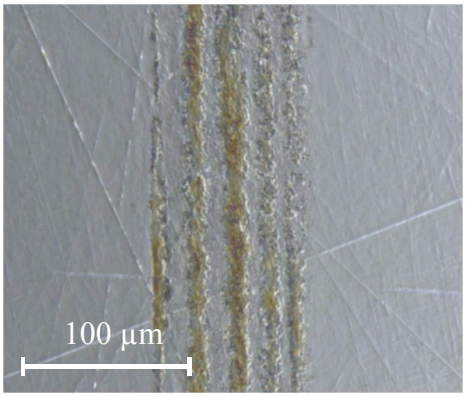


Figure I.35. Observation du phénomène d'adhésion-grippage à τ = 0 %.

5 Conclusions

Le contact elliptique en roulement/glissement transverse est reproduit sur un tribomètre rotatif avec un galet en roulement libre en contact avec un disque en rotation, tous deux constitués des mêmes matériaux que ceux des VAR. Les rayons du galet sont choisis pour que les dimensions de l'ellipse de contact simulée soient proches de celles du contact d'une VAR de référence. Le glissement est généré en décalant le galet par rapport à l'axe de rotation du disque. La géométrie du contact induit également une composante de *spin*, mais qui ne peut pas être totalement représentative de celle du contact réel.

Le tribomètre permet d'imposer un effort normal, un décalage de l'ellipse de contact, et une vitesse de rotation permettant d'atteindre des pressions, des taux de glissement, et des vitesses de roulement représentatifs de la réalité. L'effort tangentiel généré par le glissement transverse est mesuré, et un dispositif optique permet de suivre ponctuellement l'évolution de la piste d'essai sur le disque.

Les essais préliminaires à sec montrent l'apparition très rapide d'usure adhésive, y compris pour des conditions de chargement très faibles, et cela quelles que soient les nuances d'acier en contact. A l'échelle de la VAR, qui contient des centaines de contacts, cet endommagement est susceptible de détériorer très rapidement le rendement et de mener à un blocage. Si la lubrification, ou une autre protection, est défaillante ou absente, la durée de vie du mécanisme devient très limitée. L'objectif est donc de comprendre comment optimiser les performances de ces solutions tribologiques (lubrification et revêtement) pour faire en sorte que cet endommagement ne se produise pas.

Références

[I.1] Présentation institutionnelle SAFRAN, 2014.

[I.2] Document technique confidentiel, Messier-Bugatti-Dowty, 2014.

[I.3] Document technique CIMAP, www.cimap.fr.

[I.4] **J. Halme, P. Andersson,** *Rolling contact fatigue and wear fundamentals for rolling bearing diagnostics – state of the art*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol., vol. 224, n°4, p. 377–393, 2010.

[I.5] **R. D. Evans, T. A. Barr, L. Houpert, S. V. Boyd**, *Prevention of smearing damage in Cylindrical Roller Bearings*, Tribol. Trans., vol. 56, n°5, p. 703–716, 2013.

[I.6] **F. D. Rowe,** *Diagnosis of rolling contact bearing damage*, Tribology, vol. 4, n°3, p. 137–146, 1971.

[I.7] **A. Dyson,** *Scuffing - a review*, Tribol. Int., vol. 8, n°2, p. 77–87, 1975.

[I.8] **F. P. Bowden, D. Tabor,** *The friction and lubrication of solids*, Oxford Univ. Press, 1950.

[I.9] **K. L. Johnson,** *Contact mechanics*, Cambridge University Press, 1987.

[I.10] **J. Halling,** *Microslip between a rolling element and its track arising from geometric conformity and applied surface tractions*, J. Mech. Eng. Sci., vol. 6, n°1, p. 64–73, 1964.

[I.11] **M. H. Jones, S. A. Velinsky,** *Contact kinematics in the roller screw mechanism*, J. Mech. Des., vol. 135, n°5, 2013.

[I.12] **S. H. Loewenthal,** *Spin analysis of concentrated traction contacts*, J. Mech., Trans., and Automation, vol. 108, no 1, p. 77-84, 1986.

[I.13] Document confidentiel SAGEM, *Retour experience VAR*, 2009.

[I.14] **P. A. Sokolov, D. S. Blinov, O. A. Ryakhovskii, E. E. Ochkasov, Y. Drobizheva**, *Promising rotation-translation converters*, Russ. Eng. Res., vol. 28, n°10, p. 949–956, 2008.

[I.15] **M. H. Jones, S. A. Velinsky,** *Kinematics of roller migration in the planetary roller screw mechanism*, J. Mech. Des., vol. 134, n°6, 2012.

[I.16] **M. H. Jones, S. A. Velinsky,** *Stiffness of the roller screw mechanism by the direct method*, Mech. Based Des. Struct. Mach., vol. 42, n°1, p. 17–34, 2014.

[I.17] **F. Abevi, M. Chaussumier, A. Daidie, Y. Hebrad**, *Contribution à l' étude du contact normal élastique dans un système de vis à rouleaux satellites sous chargement statique : détermination de la répartition de pression et de l'aire de contact*, JIFT 2010, Albi.

[I.18] **J. A. Collins, H. R. Busby, G. H. Staab,** *Mechanical design of machine elements and machines: a failure prevention perspective*, John Wiley & Sons, 2010

[I.19] **S. A. Velinsky, B. Chu, T. A. Lasky,** *Kinematics and efficiency analysis of the planetary roller screw mechanism*, J. Mech. Des., vol. 131, n°1, 2009.

PARTIE II

Comportement du contact graissé

Cette partie est consacrée à l'étude du contact lubrifié à la graisse. Il s'agit du type de lubrification le plus envisagé pour l'utilisation des VAR dans l'aéronautique. Le chapitre II.1 apporte des éléments bibliographiques sur la graisse et sur son comportement dans les contacts roulants en général. Le chapitre II.2 présente la démarche expérimentale adoptée pour simuler le contact réel et pour caractériser la graisse, et les résultats obtenus en roulement/glissement transverse, avec en particulier les régimes de lubrification spécifiques identifiés. Le chapitre II.3 est consacré à l'étude paramétrique du comportement graissé en fonction des sollicitations et des caractéristiques du contact. Le chapitre II.4 permet enfin de relier les résultats expérimentaux avec l'endommagement dans les vis à rouleaux et donne des implications des résultats obtenus sur le dimensionnement des VAR.

CHAPITRE II.1 INTRODUCTION SUR LE CONTACT LUBRIFIE A LA GRAISSE 55

1 GENERALITES SUR LA GRAISSE 55

1.1 COMPOSITION 55
1.2 RHEOLOGIE 56
1.3 AVANTAGES ET INCONVENIENTS 56

2 LUBRIFICATION DES MECANISMES DE ROULEMENT 57

2.1 REGIMES DE LUBRIFICATION 57
2.2 REGIMES D'ALIMENTATION 59

3 REGIMES D'ALIMENTATION DU CONTACT ROULANT GRAISSE 60

3.1 REGIME DE SURALIMENTATION 60
3.2 REGIME DE SOUS-ALIMENTATION STABLE 61
3.3 REGIME DE SOUS-ALIMENTATION SEVERE 61
3.4 LUBRIFICATION LIMITE ET TRIBOCHIMIE 62

4 CONCLUSIONS 63

CHAPITRE II.2 MECANISMES DE LUBRIFICATION A LA GRAISSE EN ROULEMENT ET GLISSEMENT 65

1 PROTOCOLE EXPERIMENTAL 65

1.1 MATERIAUX 65
1.2 ETAT DE SURFACE 65
1.3 UTILISATION DE LA GRAISSE 66

2 ESSAIS DE CARACTERISATION : COURBES DE TRACTION TRANSVERSE 68

3 LUBRIFICATION A LA GRAISSE EN ROULEMENT SANS GLISSEMENT 70

4 REGIMES DE LUBRIFICATION EN ROULEMENT ET GLISSEMENT TRANSVERSE 71

4.1 INTRODUCTION 71
4.2 REGIME SURALIMENTE, FILM VISQUEUX 73
4.3 REGIME SURALIMENTE TRANSITOIRE 74
4.4 REGIME SOUS-ALIMENTE 74
4.5 CONCLUSIONS 75

5 COMPORTEMENT DU CONTACT EN REGIME SOUS-ALIMENTE 76

5.1 REGIME SOUS-ALIMENTE STABLE SANS TRIBOCHIMIE 76
5.2 REGIME SOUS-ALIMENTE STABLE AVEC TRIBOCHIMIE 77
5.3 REGIME SOUS-ALIMENTE SEVERE AVEC TRIBOCHIMIE ET MICRO-ADHESION 79
5.4 REGIME SOUS-ALIMENTE INSTABLE/ REGIME LIMITE 80
5.5 PHENOMENE DE RE-LUBRIFICATION PARTIELLE 80

6 CONCLUSIONS 81

CHAPITRE II.3 INFLUENCE DES CONDITIONS D'ESSAI SUR LA LUBRIFICATION ET L'ENDOMMAGEMENT 83

1 INFLUENCE DES PARAMETRES IMPOSES 83

1.1 CARTES DE SUSCEPTIBILITE A L'USURE 83
1.2 INTERPRETATION ET INFLUENCE DES PARAMETRES 84

2 CINEMATIQUE ALTERNEE 86

3 PROPRIETES ET MISE EN ŒUVRE DE LA GRAISSE 88

3.1 EPAISSEUR INITIALE 88
3.2 PROPRIETES DE LA GRAISSE 88

4 INFLUENCE DE L'ETAT DE SURFACE 89

5 CONCLUSIONS 91

CHAPITRE II.4 IMPLICATIONS SUR LE DIMENSIONNEMENT 93

1 CHOIX DU PAS DE VIS 93

2 PRESSION DE CONTACT 94

3 ETAT DE SURFACE 94

4 TYPE DE GRAISSE ET MISE EN ŒUVRE 94

5 PREDICTION DE L'ENDOMMAGEMENT 95

6 CONCLUSIONS 95

RÉFÉRENCES 96

CHAPITRE II.1 Introduction sur le contact lubrifié à la graisse

La littérature relative au contact graissé dans la VAR est très limitée. Toutefois, on a vu dans la partie I que le mouvement du contact est majoritairement constitué de roulement. On propose donc de passer en revue les éléments bibliographiques consacrés aux pièces de roulement plus classiques lubrifiées à la graisse. On présentera d'abord les caractéristiques d'une graisse, puis quelques généralités sur la lubrification des roulements, et enfin les mécanismes spécifiques de lubrification à la graisse.

1 Généralités sur la graisse

Beaucoup d'organes mécaniques comme les éléments de roulement sont peu accessibles et ne permettent pas d'intégrer des circuits de lubrification. La graisse, par ses propriétés rhéologiques, présente un intérêt particulier puisqu'elle forme un joint autour de la piste et garantit la présence de lubrifiant tout au long du fonctionnement du mécanisme. Bien que largement utilisé, ce type de lubrification met en jeu des mécanismes encore mal connus, dont la compréhension est pourtant fondamentale pour optimiser la durée de vie des pièces.

1.1 Composition

Une graisse est un fluide complexe [II.1] composé d'une huile de base (70 à 95%), d'un épaississant (3 à 20 %), et de divers additifs (0 à 10 %). Il s'agit d'une huile additivée retenue dans une structure solide assurée par l'épaississant.

La composition d'une graisse se caractérise donc par le type d'huile, le type d'épaississant, et le type d'additif ajouté.

- On distingue deux grands types d'huile : les huiles minérales directement issues du raffinage du pétrole composées de molécules hydrocarbonées (paraffiniques, naphténiques et aromatiques), et les huiles synthétiques issues de réactions organiques comme les esters phosphoriques, les hydrocarbures synthétiques, et les huiles siliconées. Ces dernières sont particulièrement adaptées à des conditions d'utilisation spécifiques, comme le travail à haute température.

- Les épaississants les plus courants sont les savons. On distingue les savons simples comme ceux présents dans la graisse au lithium très couramment utilisée, et les savons complexes obtenus par ajout d'acide pendant l'opération de saponification, qui permet de limiter la séparation de l'huile et de l'épaississant.

- Les additifs sont très variés et correspondent à un besoin précis. On distingue principalement [II.2] les additifs antioxydants, anticorrosion, anti-usure, extrême pression, anti-mousse, améliorateurs d'adhésion, et améliorateurs d'indice de viscosité. Les additifs anti-usure (AU)/extrême pression (EP) sont particulièrement utilisés dans les mécanismes de roulement : dans le cas d'un contact devenant "trop sévère", ils forment un film protecteur par chimisorption et limitent ainsi l'endommagement. Un de ces additifs couramment utilisé est le dithiophosphate de zinc (ZnDTP).

1.2 Rhéologie

La rhéologie d'un lubrifiant est un paramètre fondamental puisqu'elle joue sur sa capacité à former un film lubrifiant entre les surfaces en contact. Contrairement à une huile, la graisse ne peut pas être considérée comme un fluide newtonien du fait de sa structure. La viscosité d'une graisse diminue avec l'augmentation du taux de cisaillement, et elle possède une contrainte d'écoulement dite « seuil » en dessous de laquelle elle peut être considérée comme solide, et au-dessus de laquelle elle est considérée comme un fluide qui s'écoule. L'interprétation physique de cette contrainte seuil suggère qu'au repos, la graisse possède une structure tridimensionnelle rigide dont la cohésion n'est pas due à des liaisons chimiques (comme des ponts sulfures dans certains caoutchoucs) mais à des liaisons physiques de type van der Waals ou hydrogène. La contrainte seuil correspond donc à la force de cisaillement qu'il faut appliquer au matériau pour dépasser l'énergie de cohésion due à ces forces intramoléculaires et provoquer ainsi son écoulement.

Les propriétés visqueuses de la graisse sont déterminées à partir de la mesure de la contrainte de cisaillement en fonction de la vitesse de cisaillement. La Figure II.1 présente un rhéogramme typique d'une graisse contenant un épaississant organique polyurée.

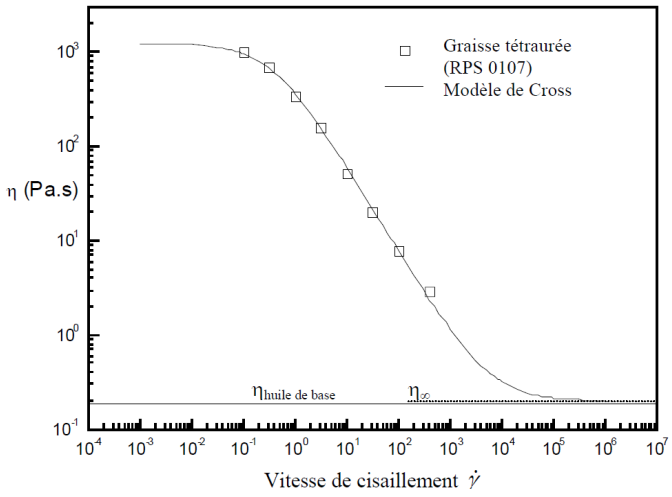


Figure II.1. Rhéogramme typique d'une graisse avec savon polyurée [II.3].

La viscosité diminue jusqu'à une limite correspondant à la viscosité de l'huile de base de la graisse. On comprend donc que, pour les forts taux de cisaillement, le réseau tridimensionnel constitué par l'épaississant est détruit, et l'écoulement de la graisse correspond principalement à l'écoulement de l'huile épaissie et de l'épaississant déstructuré.

1.3 Avantages et inconvénients

Plusieurs auteurs [II.1, 4] ont répertorié les avantages et inconvénients d'une lubrification à la graisse par rapport à une lubrification à l'huile.

Avantages

- La graisse ne s'écoule que sous l'influence d'une force ou d'une contrainte,
- La graisse possède un coefficient de frottement faible,
- La graisse adhère mieux aux surfaces,

- La graisse résiste mieux à l'eau,
- La viscosité apparente des graisses est moins sensible à la température,
- La graisse opère dans une gamme plus large de température,
- La graisse protège le système de la pollution extérieure,
- La graisse est performante lors des phases d'arrêt et de redémarrage,
- La graisse résout les problèmes de scellement (formation de joint de graisse),
- La graisse apporte un surplus de lubrifiant sans design particulier de circuit d'alimentation,
- La graisse permet l'emploi d'additifs solides.

Inconvénients

- La graisse ne permet pas d'évacuer correctement la chaleur,
- La graisse possède une viscosité apparente élevée à faible vitesse,
- Le caractère ionique de la graisse rajoutée à une grande surface utile peut entraîner des problèmes d'oxydation plus rapidement qu'avec une huile.

On va voir maintenant comment sont décrits dans la littérature les mécanismes de lubrification à la graisse pour un mécanisme de roulement.

2 Lubrification des mécanismes de roulement

2.1 Régimes de lubrification

Le piégeage d'un fluide dans le convergent d'un contact glissant ou roulant génère une pression hydrodynamique et un film lubrifiant qui sépare les surfaces et garantit un faible cisaillement de l'interface. L'épaisseur de ce film correspond à l'espacement entre les surfaces et donc à la susceptibilité à l'endommagement. Cet aspect se retrouve sur la courbe de Stribeck [II.5, 6] (Figure II.2) qui trace l'évolution du coefficient de frottement en fonction d'un paramètre (dit nombre de Sommerfeld) regroupant la pression de contact (p), la viscosité du fluide (η), la vitesse de glissement (v) et l'épaisseur du film fluide (h) [II.7, 8].

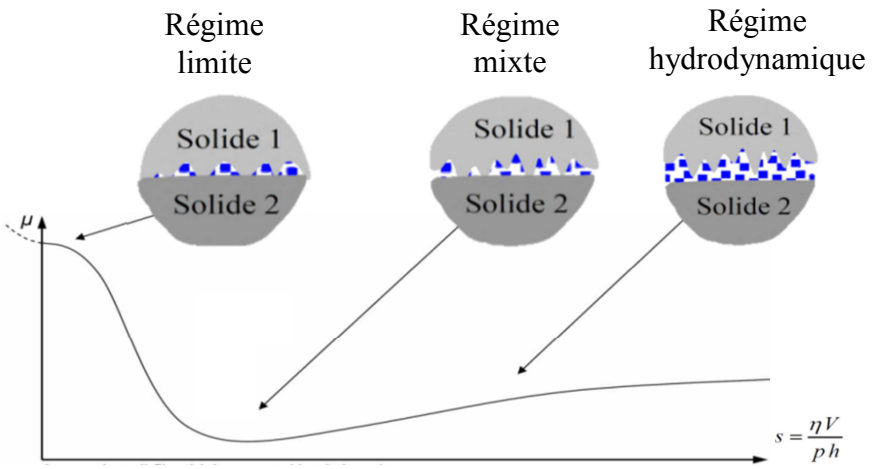


Figure II.2. Représentation schématique de la courbe de Stribeck.

Cette courbe permet de définir ainsi différents régimes :

- Régime hydrodynamique :

Les deux surfaces sont parfaitement séparées par un film lubrifiant qui est donc considéré comme épais par rapport à la rugosité des surfaces. Dans les mécanismes de roulement, ce régime n'apparaît pas au contact bille/piste car les pressions sont trop importantes. Par contre, il apparaît au contact bille/cage où les pressions sont faibles [II.9],

- Régime mixte :

Il correspond à un état intermédiaire où la portance est en partie assurée par les aspérités, et en partie par le fluide [II.10]. Le film limite entre les aspérités peut être considéré solide ou bien visqueux [II.11],

- Régime limite :

Quand l'action hydrodynamique est insuffisante pour séparer les surfaces, la charge est portée principalement par les aspérités en contact [II.12, 13]. La lubrification limite dépend donc des propriétés du lubrifiant en conditions extrêmes, et de la chimie de la surface (action des additifs),

- Régime EHD :

En parallèle, on distingue la lubrification élastohydrodynamique (EHD) qui correspond à une déformation élastique des surfaces combinée à une augmentation de la viscosité sous les fortes pressions de contact [II.14]. Ce régime correspond à des épaisseurs de film légèrement supérieures à la rugosité, et il est donc habituellement situé entre le régime mixte et le régime hydrodynamique sur la courbe de Stribeck.

L'épaisseur minimum de film (h) en régime EHD peut être calculée avec la formule de Hamrock et Dawson [II.14] décrite par l'équation II.1, où U est le paramètre adimensionnel de vitesse (équation II.2), G est le paramètre adimensionnel du matériau (équation II.3), W est le paramètre adimensionnel de chargement (équation II.4), et k est le paramètre d'ellipticité de la zone de jonction du contact (équation II.5). U_e est la vitesse d'entraînement, η_0 la viscosité dynamique du lubrifiant, E' le module de Young équivalent, R_x et R_y les rayons de courbure équivalents dans la direction x et y, α le coefficient de piézo-viscosité, et F_n l'effort normal appliqué.

$$h = 3.63 \, . \, U^{0.68} \, . \, G^{0.49} . \, W^{-0.073} \, . \, (1 - e^{0.68k}) \qquad \text{Eq II.1}$$

$$U = \frac{U_e \, . \, \eta_0}{E' . \, R_x} \qquad \text{Eq II.2} \qquad\qquad G = \alpha \, . \, E' \qquad \text{Eq II.3}$$

$$W = \frac{F_n}{E' . \, R_x^2} \qquad \text{Eq II.4} \qquad\qquad k = 1.0339 \, . \left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{0.636} \qquad \text{Eq II.5}$$

La formule de Hamrock et Dawson met en évidence que la vitesse et la viscosité jouent un rôle prépondérant sur l'épaisseur par rapport au paramètre de pression. La lubrification EHD est considérée comme le régime nominal de fonctionnement des mécanismes de roulement. Les conditions d'existence de ce régime sont donc intimement liées à la durée de vie de ces pièces [II.7, 13, 14].

2.2 Régimes d'alimentation

Un autre aspect à considérer, en particulier pour les mécanismes de roulement, est l'alimentation du contact en lubrifiant. Au passage de la bille, le lubrifiant est progressivement éjecté. Pour un roulement, on considère que la sous-alimentation apparaît quand le temps entre deux passages d'une bille sur un endroit de la piste est trop court pour que le lubrifiant (huile ou graisse) puisse remplir cette zone [II.15, 16]. Au fur et à mesure que la quantité de lubrifiant disponible diminue et que la sous-alimentation s'aggrave, le pic de pression à l'arrière du contact disparait [II.13], l'épaisseur de film dans le contact diminue, et la capacité de charge du système se réduit [II.14]. La sous-alimentation d'un contact roulant bille/plan en régime EHD lubrifié à l'huile est souvent étudiée par interférométrie : on utilise alors comme critère de quantification, la proximité du ménisque air-huile avec l'entrée du contact de Hertz [II.17]. La sévérité de la sous-alimentation est contrôlée par la viscosité du lubrifiant, la quantité et la distribution du lubrifiant autour du contact, et le temps entre chaque passage de l'élément roulant [II.18].
La Figure II.3 compare les épaisseurs de film (mesurées par interférométrie) entre le régime pleinement alimenté, et le régime de sous-alimentation sévère, i.e. quand le ménisque a atteint le contact de Hertz. Dans ce régime, l'épaisseur au centre du contact avoisine la vingtaine de nanomètres et des contacts entre les aspérités peuvent donc se produire.

Entre ces deux régimes extrêmes, on peut toutefois obtenir une sous-alimentation stable quand un équilibre est atteint entre le débit d'éjection de l'huile sur les côtés de la piste, et le débit d'alimentation en huile depuis les réservoirs. Dans ce cas, l'épaisseur de film dans le contact correspond à peu près à l'épaisseur de film sur la piste [II.19]. Dans la recherche de cet équilibre, il est important de s'intéresser aux mécanismes d'alimentation qui régissent finalement la durée de vie du régime EHD : lorsque la quantité de lubrifiant autour du contact est suffisante, le principal moyen de remplissage de la piste est le simple écoulement de l'huile sur la piste. Il est gouverné à la fois par les propriétés de viscosité, et par les propriétés de surface de la piste (tension de surface et mouillage) [II.16]. Quand la quantité de lubrifiant disponible dans les réservoirs latéraux devient insuffisante, ce mécanisme n'est plus prépondérant, et l'acheminement de la lubrification sur la piste est régi par d'autres mécanismes comme des phénomènes de diffusion capillaires [II.20].

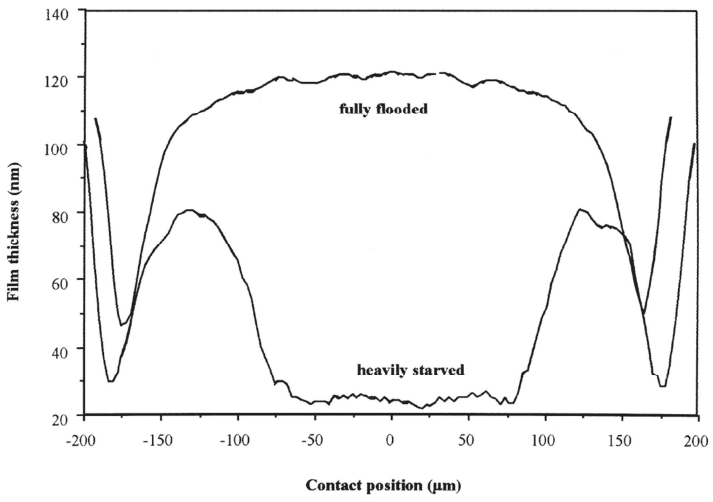


Figure II.3. Epaisseurs de film pour les régimes bien alimenté et fortement sous-alimenté [II.21].

3 Régimes d'alimentation du contact roulant graissé

Les régimes d'alimentation d'un contact roulant lubrifié à l'huile ont été largement étudiés et sont globalement assez bien connus. Toutefois, il n'en va pas de même quand le contact est lubrifié à la graisse : contrairement à l'huile et du fait de sa structure semi-solide, la graisse ne s'écoule pas, ou peu, sur la piste une fois qu'elle a été éjectée par le passage de la bille. Par conséquent, la plupart des roulements lubrifiés à la graisse fonctionnent en régime sous-alimenté où l'épaisseur de film dans le contact est réduite à une petite portion de l'épaisseur initiale. Dans ces conditions, les modèles de performance de la lubrification en EHD ne sont plus valables, et la durée de vie est essentiellement régie par des mécanismes d'alimentation propres à la graisse qui sont encore mal connus [II.22].

La littérature permet de définir trois étapes principales pour le contact roulant graissé (Figure II.4) : une phase de suralimentation, une phase de sous-alimentation stable puis de sous-alimentation sévère, et enfin une phase finale de lubrification limite et de tribochimie.

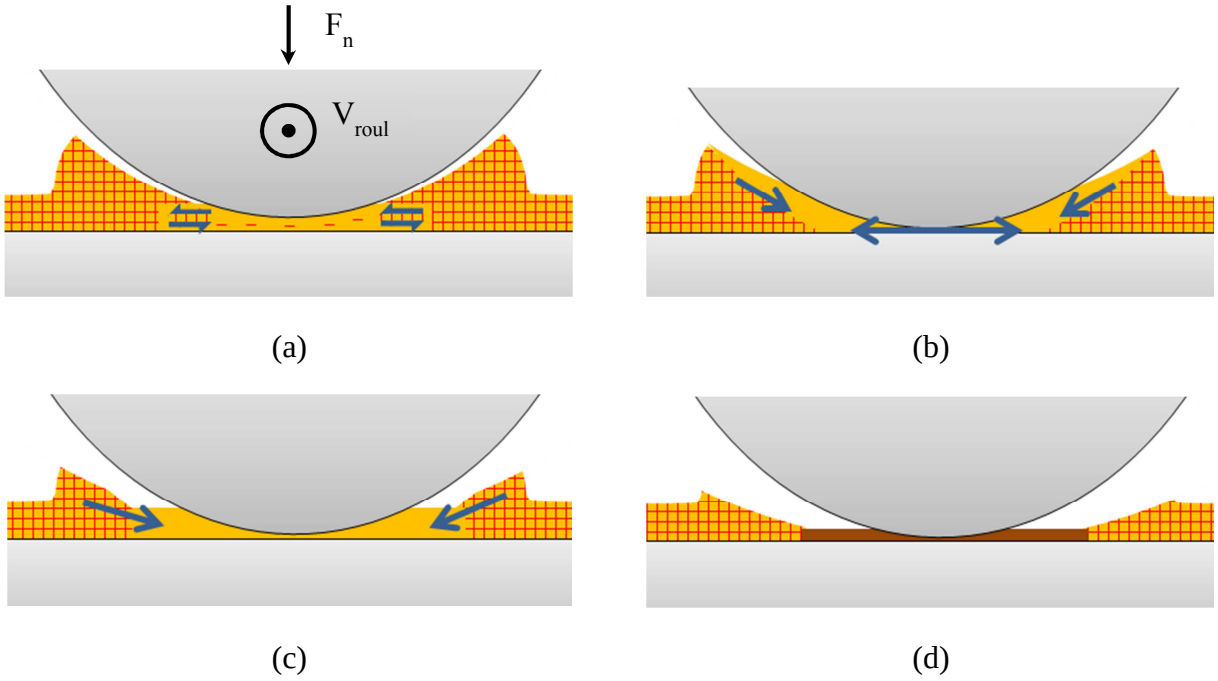


Figure II.4. Schéma des régimes de lubrification à la graisse :
(a) Régime de suralimentation ; (b) Régime de sous-alimentation stable ;
(c) Régime de sous-alimentation sévère ; (d) Lubrification limite et tribochimie.

3.1 Régime de suralimentation

Durant les premiers cycles, la graisse est éjectée sur les côtés de la piste et forme deux bourrelets qui serviront par la suite de réservoir. Les deux surfaces sont séparées par un film visqueux d'une épaisseur importante, typiquement de l'ordre de 100 nm et vraisemblablement constitué d'un mélange d'huile et d'épaississant [II.23] (Figure II.4.a). A ce stade, la distribution de l'épaisseur du film dans le contact est similaire à celle d'un contact EHD (*fully flooded*, Figure II.3), ce qui confirme la viscosité élevée du film lubrifiant.

De ce fait, au cours de ce régime EHD, l'épaisseur varie avec la vitesse d'entraînement [II.24] : pour des vitesses faibles, l'épaisseur croît avec la vitesse. Pour des vitesses plus importantes, le temps entre chaque passage de la bille est trop faible, et la sous-alimentation apparaît, entraînant une diminution de l'épaisseur.
Par ailleurs, à chaque passage de la bille, la graisse est cisaillée (flèches bleues, Figure II.4.a) et sa structure épaissie finit par se désagréger. Ceci entraîne alors une libération puis une éjection de l'huile de base, et donc une diminution de l'épaisseur du film et un passage au régime sous-alimenté.
Ce passage peut néanmoins être retardé par un apport intermittent de volumes de graisse qui permet de maintenir ce film visqueux. Un tel acheminement peut être lié à la géométrie de la pièce, comme la présence d'une cage [II.25], à une cinématique particulière comme les phases d'arrêt et de redémarrage [II.26], ou bien à la présence de spin [II.27] et/ou de glissement transverse [II.27, 28] au contact.

Le régime suralimenté est donc un régime transitoire relativement court à l'échelle du fonctionnement de système, et légèrement "énergivore" du fait du sur-couple engendré sur le mécanisme par l'épaisseur importante de film. A vitesse constante, et quelle qu'en soit la valeur, la diminution de l'épaisseur de film et le passage à la sous-alimentation sont inévitables, et d'autant plus rapides que les vitesses d'entraînement sont élevées.

3.2 Régime de sous-alimentation stable

Au fur et à mesure des cycles, il a été observé que le film visqueux ainsi qu'une partie des bourrelets latéraux sont cisaillés et perdent leur structure semi-solide [II.29]. On a vu en effet que la graisse est un fluide non newtonien à seuil, ce qui signifie qu'au-delà d'une certaine contrainte de cisaillement, elle s'écoule comme un fluide. Il a été montré par ailleurs [II.30, 3] que cette contrainte seuil dépend du temps de cisaillement : à chaque passage de la bille, la graisse des bourrelets est légèrement cisaillée (flèches bleues latérales, Figure II.4.b), jusqu'à sa déstructuration qui entraîne une libération instantanée d'huile de base (phénomène de *squeeze flow*) et une diminution du film lubrifiant jusqu'à une épaisseur de l'ordre du nanomètre. Des essais observés par interférométrie [II.21] montrent qu'à ce stade, l'huile libérée forme un film épais hydrodynamique sur les côtés de la piste. Ces réservoirs d'huile nouvellement constitués, combinés à l'écrouissage progressif des bourrelets de graisse, vont favoriser la création d'un équilibre stable entre l'apport et l'éjection d'huile, et entraîner une légère remontée de l'épaisseur de film (flèches bleues centrales, Figure II.4.b).

Ce régime de sous-alimentation stabilisé constitue le mode de fonctionnement idéal d'un contact en roulement.

3.3 Régime de sous-alimentation sévère

Par la suite, la quantité d'huile libérée autour du contact finit par diminuer et les films hydrodynamiques localisés sur les côtés disparaissent. On appelle alors sous-alimentation « sévère » le régime où le ménisque d'entrée se trouve à l'intérieur du contact.
A ce stade, plusieurs auteurs ont montré que, contrairement aux régimes précédents, la réalimentation du contact a lieu au passage de l'élément roulant et non entre deux passages [II.30, 31]. Cette réalimentation locale depuis les réservoirs latéraux (flèches bleues, Figure II.4.c) s'explique par deux phénomènes :

- une consommation globale de la graisse [II.27] : des volumes de graisse des bourrelets latéraux sont emportés par l'élément roulant puis cisaillés, jusqu'au dégagement d'huile de base (phénomène de *squeeze flow* présenté dans le paragraphe précédent),

- un débit capillaire de l'huile à travers le réseau poreux du réservoir de graisse, et favorisé par le passage de la bille [II.3],. la qualité de ce débit capillaire étant liée à la géométrie et à la distribution de taille des pores de la graisse.

Ces phénomènes de réalimentation sont intimement liés aux propriétés de surface de la piste (rugosité, tension de surface, mouillabilité), et aux propriétés rhéologiques et structurales de la graisse. La disponibilité du lubrifiant dépend aussi largement de la géométrie du contact et de la distribution de la graisse autour du contact.

3.4 Lubrification limite et tribochimie

Les régimes de sous-alimentation entraînent une « consommation » des réservoirs latéraux et une diminution progressive de l'épaisseur de film jusqu'à sa rupture et à l'apparition des régimes de lubrification mixtes puis limites.

Dans ces régimes, la quantité de lubrifiant ne peut plus assurer une portance suffisante et des contacts entre les aspérités peuvent se produire et générer de l'usure, en particulier adhésive (on rappelle la susceptibilité des aciers inoxydables à l'adhésion-grippage). Pour pallier ce problème, les formulateurs ajoutent des additifs qui vont réagir avec la surface (ou plus exactement avec les produits d'usure), et former un film mince adsorbé à la surface qui garantira une séparation des parties métalliques et limitera leur cisaillement et leur usure (Figure II.4.d). On distingue deux types de films [II.32] : les films onctueux ou colloïdaux réducteurs de frottement, et les films tribochimiques réducteurs d'usure.

Parmi les additifs capables de former un film tribochimique, les plus courants sont les organo-dithiophosphates, les organo-phosphates et les di-sulfures organiques. Le dithiophosphate de zinc (ZnDTP) est un des plus utilisés : il fonctionne par « digestion » des oxydes de fer produits lors du contact entre les aspérités métalliques. Une des réactions chimiques proposées pour son mode d'action [II.3, 33] est :

$$5\ Zn(PO_3)_2 + Fe_2O_3 \rightarrow Fe_2Zn_3P_{10}O_{31} + 2\ ZnO$$

Une fois formé, le tribofilm est régulièrement éliminé (suite au frottement) puis reformé. L'usure du système est donc le résultat d'un équilibre entre la formation du film et sa destruction. On substitue en quelque sorte l'usure des substrats par la consommation des additifs contenus dans l'huile de la graisse.

Plusieurs paramètres conditionnent cet équilibre tribochimique :

- les aspérités doivent être suffisamment proches (il faut atteindre un régime où l'épaisseur de film lubrifiant est faible par rapport à la rugosité) ;
- l'apport d'additifs, c'est-à-dire le débit d'huile vers la piste, doit être suffisant ;
- l'énergie de frottement doit être suffisante pour activer les réactions tribochimiques ;
- le taux de glissement joue sur le nombre d'aspérités en contact à chaque passage de la bille, et favorise donc l'activation énergétique des mécanismes réactionnels [II.34].

Le régime final de tribochimie peut être vu comme un allongement de la durée de vie du système. A ce titre, beaucoup de recherches sont menées pour mieux comprendre et améliorer les mécanismes chimiques qui régissent l'action des additifs. Toutefois, le frottement et le risque d'usure dans ce régime sont assez importants, et il convient peut-être mieux de considérer la tribochimie non pas comme une étape de sauvetage, mais comme une étape préliminaire à l'usure adhésive généralisée. En outre, des phénomènes de tribochimie apparaissent en réalité dès la phase de sous-alimentation, et servent donc surtout à améliorer le frottement quand les régimes mixte puis limite apparaissent [II.3].

4 Conclusions

Compte tenu de la structure semi-solide de la graisse, il est difficile d'approcher la lubrification du contact graissé d'une façon conventionnelle. Il est plus pertinent de considérer les différents régimes d'alimentation et d'analyser, à chaque étape, dans quel régime de lubrification fonctionne le système : un régime de sous-alimentation est rapidement atteint du fait du déplacement de la graisse solide sur le côté de la piste. La lubrification est alors assurée par un apport d'huile de base depuis les bourrelets de graisse latéraux, via différents mécanismes. Quand cet apport est suffisant, le régime sous-alimenté atteint un équilibre et on peut obtenir un film EHD où s'appliquent les lois de calcul d'épaisseur. Ce type de régime, parfois appelé semi-sous-alimenté [II.21], est considéré comme le mode de fonctionnement nominal du roulement. Quand l'apport d'huile devient insuffisant, la séparation des surfaces est assurée par un tribofilm de quelques nanomètres dont la genèse et les modes d'action sont encore difficiles à analyser. Ces éléments bibliographiques (issus de l'étude des mécanismes de roulement) seront pris en considération dans les deux chapitres suivants pour expliquer les phénomènes observés dans un contact lubrifié à la graisse et soumis à une sollicitation plus complexe de roulement avec glissement transverse.

CHAPITRE II.2 Mécanismes de lubrification à la graisse en roulement et glissement

On a vu que la durée de vie d'un roulement est liée à la stabilité des régimes de lubrification et d'alimentation, et que celle-ci dépend largement des conditions opératoires (état de surface, géométrie du contact, effort, vitesse, etc.). Les conditions de contact dans la VAR sont assez particulières puisqu'elles associent des fortes pressions à un taux de glissement, et à des vitesses de roulement potentiellement élevées. L'objectif expérimental est donc d'étudier les régimes de lubrification propres à ce type de contact, et d'identifier les régimes critiques menant à l'endommagement. On détaillera dans un premier temps les paramètres expérimentaux, puis les résultats d'essais de caractérisation par traction, et enfin les régimes de lubrification en roulement avec et sans glissement transverse.

1 Protocole expérimental

1.1 Matériaux

La configuration retenue pour cette partie de l'étude, illustrée en Figure II.5, consiste en un disque en acier XD15N-W trempé et revenu, recouvert d'une couche de graisse, et un galet en XDBD-W trempé et revenu également. Les essais préliminaires à sec en fin de partie I ont montré que le type de nuance n'avait pas d'influence sur la susceptibilité à l'usure dans les conditions étudiées ici. Il ne paraît donc pas pertinent d'effectuer l'étude en contact lubrifié sur plusieurs aciers. Il pourrait toutefois exister une influence de la composition chimique en ce qui concerne la réactivité avec les additifs et la formation d'un tribofilm.

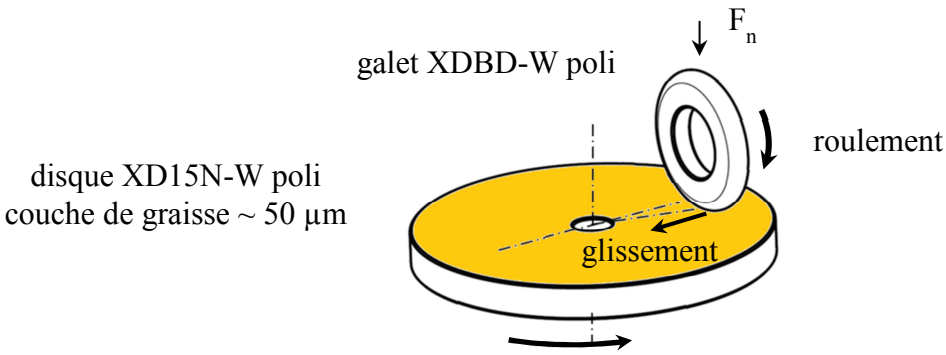


Figure II.5. Configuration des essais en contact graissé : disque XD15N-W poli et recouvert de graisse, galet XDBD-W poli et sec.

1.2 Etat de surface

Dans les organes mécaniques de roulement, les éléments possèdent habituellement une rugosité assez faible (Ra de l'ordre de 10^{-2} µm). Les surfaces lisses garantissent en effet un minium de vibrations, un minimum d'usure, et une lubrification optimale. On a vu cependant que la rugosité des profils des vis à rouleaux est d'ordinaire plus élevée (Ra ~ 0.4 µm), car les procédés de tribofinition de ces géométries sont onéreux et complexes à mettre en œuvre. Les premiers cycles servent néanmoins à accommoder les surfaces au niveau de la piste, mais il

est possible que la rugosité joue aussi sur les mécanismes de diffusion d'huile aux abords du contact.

La plupart des essais sont réalisés avec des états de surface polis manuellement (Ra ~ 0.05 µm), pour s'approcher des pièces de roulement classiques, et pour s'affranchir de l'influence de la rugosité dans l'étude des mécanismes de lubrification. Quelques essais sont également réalisés avec des surfaces brutes de rectification (Ra ~ 0.4 µm) pour se rapprocher de la tribologie de la VAR pendant les premiers cycles.

1.3 Utilisation de la graisse

Type de graisse utilisée

Dans un souci de standardisation, Messier-Bugatti-Dowty souhaite uniformiser les graisses utilisées pour chaque type d'application. Pour les mécanismes de type vis à billes/vis à rouleaux, c'est l'AEROSHELL®22 (Shell®) qui a été sélectionnée. Celle-ci est particulièrement adaptée aux mécanismes de roulement fonctionnant sous fortes charges et à grandes vitesses [II.35], comme on peut en trouver dans les roues de trains d'atterrissage et dans les actionneurs. Le but de l'étude n'étant pas de chercher la graisse la mieux adaptée aux conditions d'essai, la plupart des essais sont réalisés avec la même AEROSHELL®22. Quelques essais avec une graisse de la même famille mais aux propriétés différentes (AEROSHELL®7) seront également réalisés à titre de comparaison. Le Tableau II.1 regroupe quelques données importantes sur ces deux graisses.

Tableau II.1 Propriétés des graisses AEROSHELL®22 [II.36] et AEROSHELL®7 [II.37].

Graisse	Viscosité de l'huile de base (mm²/s)			Températures d'utilisation (°C)	Séparation de l'huile à 177°C en 30 heures (% masse)	Capacité de charge (kg)
	-40°C	40°C	100°C			
AEROSHELL®22	7500	30.5	5.7	- 65 à 204	4.7	45
AEROSHELL®7	1150	10.3	3.1	-73 à 149	3	7

Le fabricant ne fournit pas d'information concernant la composition exacte de la graisse. L'AEROSHELL®22 étant destinée à des applications sous fortes charges, on peut toutefois supposer qu'elle contient des additifs anti-usure et extrême-pression. La Figure II.6 présente un spectre XPS réalisé sur une fine couche de graisse déposée sur le disque.

On peut remarquer que les coups sont très faibles pour les faibles énergies cinétiques (à gauche du graphique) ce qui s'explique par un léger magnétisme des éprouvettes. Le spectre renseigne toutefois sur la présence de certains éléments : le zinc, le magnésium, le calcium et l'azote. Le magnésium et surtout le zinc témoignent de la présence vraisemblable d'additifs anti-usure, tandis que le calcium et l'azote sont généralement reliés aux détergents et aux dispersants.

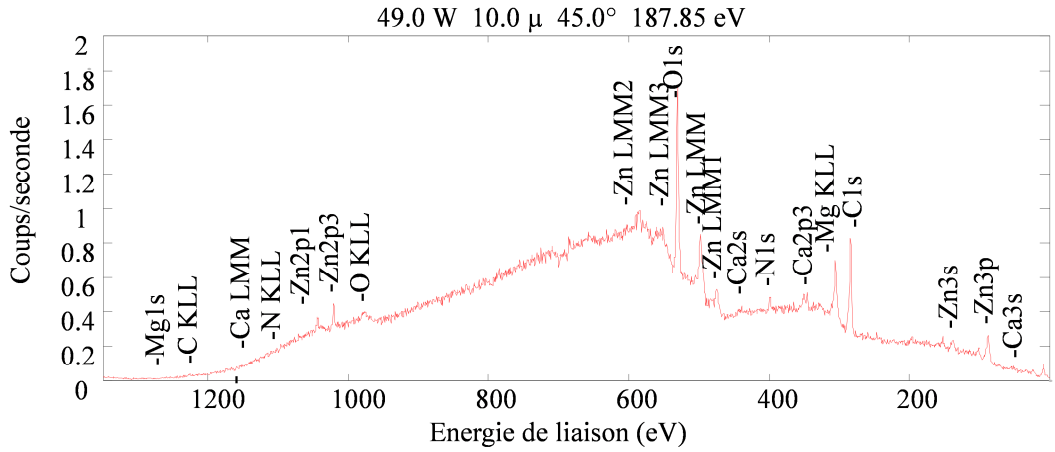


Figure II.6. Spectre XPS du disque en acier recouvert d'une fine pellicule de graisse.

Mise en œuvre

Au début des essais, la graisse est déposée sur le disque afin de visualiser avec la caméra et le microscope l'évolution de la disposition de la graisse au cours des essais (formation et évolution des bourrelets latéraux).

Un problème récurrent dans la tribologie de la graisse est la répétabilité de sa mise en œuvre sur les échantillons. On a vu de surcroît que l'épaisseur et la disposition de la graisse autour du contact influent largement sur les mécanismes d'alimentation. Un dispositif simple a donc été mis en place pour s'assurer d'une épaisseur constante et homogène sur le disque. Il est constitué d'une lame racleuse montée sur un support, sous lequel on passe le disque avec un excès de graisse pour ne laisser en sortie qu'une fine couche homogène d'épaisseur maîtrisée (Figure II.7). La plupart des essais sont réalisés avec une épaisseur initiale de graisse de l'ordre de 50 µm. Il faut noter que cette technique est particulièrement adaptée à la graisse étudiée ici dont la structure est quasi-solide et qui ne s'écoule pas spontanément. Pour des graisses plus fluides, cette technique ne fonctionnerait pas.

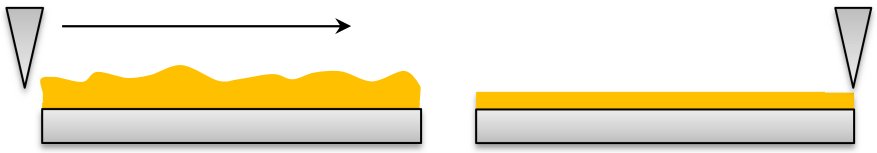


Figure II.7. Technique de dépôt de la graisse sur le disque.

2 Essais de caractérisation : courbes de traction transverse

Un lubrifiant, huile ou graisse, est généralement fourni avec un certain nombre de données sur ses propriétés au repos. Or, ce sont ses propriétés, en particulier rhéologiques, en fonctionnement qui sont intéressantes pour anticiper son comportement et ses performances. Un essai de caractérisation régulièrement réalisé en tribologie des lubrifiants fluides pour obtenir ces propriétés est l'essai de traction. Ce type d'essai utilise une machine dite de traction composée d'une bille et d'un disque dont les deux vitesses de rotation sont maîtrisées. La bille roulante est en contact avec le disque et l'ensemble est lubrifié. Pendant le roulement, une composante de glissement est instaurée entre la surface de la bille (vitesse U1) et la surface du disque (vitesse U2) pour cisailler progressivement le film à l'interface [II.32]. L'intérêt du dispositif est qu'il permet d'adapter les vitesses U1 et U2 pour faire varier la vitesse de glissement (U1 - U2) tout en conservant une vitesse d'entraînement ((U1+U2)/2) constante et donc une même épaisseur de film. Les axes de la bille et du disque sont munis de couple-mètres qui permettent d'obtenir en sortie l'évolution du coefficient de frottement en fonction du taux de cisaillement. Le profil tracé se décompose en deux parties : une partie linéaire aux faibles taux de glissement, puis une inflexion jusqu'à une asymptote. Sous des fortes pressions, le fluide à l'interface est parfois considéré comme un solide : la partie linéaire correspond alors à une déformation élastique de ce solide, et la partie stabilisée à une déformation plastique permanente. La valeur du taux de glissement où a lieu le passage d'un régime à l'autre renseigne donc sur les propriétés chimiques et structurales du lubrifiant.

Dans le cas du tribomètre utilisé ici, on impose la composante de glissement en décalant le galet d'une distance Δ par rapport à l'axe de rotation du disque (cf partie I). Ce décalage peut être commandé pour balayer une plage de taux de cisaillement positifs et négatifs (Figure II.8) tout au long d'un essai de roulement, et ce avec une vitesse très bien contrôlée (de l'ordre du μm/s). On rappelle la relation entre Δ et le taux de glissement dans le contact : $\tau = \tan\left(\arcsin \Delta / R_{disque}\right)$ où R_{disque} est le rayon de la piste sur le disque. Le tribomètre peut donc être utilisé comme machine de traction.

Il y a toutefois plusieurs différences avec un dispositif classique : tout d'abord, la direction de glissement n'est pas la même puisque, dans notre cas, le glissement et la force de frottement générés par le déplacement du galet sont dirigés perpendiculairement au roulement de celui-ci, tandis que pour une machine de traction, le glissement a lieu dans le sens du roulement. Par ailleurs, le galet est en roulement libre sur le disque et sa vitesse U1 n'est donc pas contrôlée. On ne peut donc pas garantir une vitesse d'entraînement constante au cours de l'essai.

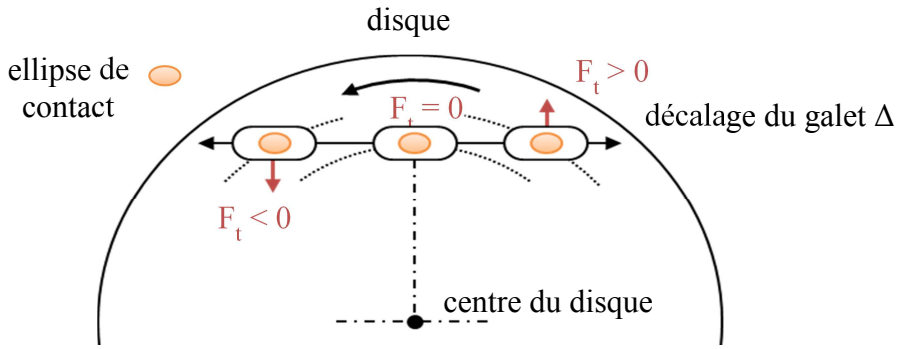


Figure II.8. Illustration schématique du déplacement du galet pour les courbes de traction.

La Figure II.9 présente l'évolution du coefficient de frottement mesuré perpendiculairement au roulement, pour des positions positives et négatives du galet (Figure II.8). Le chargement est de 50 N (p_{max} = 2.3 GPa) et la vitesse de roulement 0.5 m/s. Le même essai est réalisé pour la graisse AEROSHELL®22 (courbe bleue), pour la graisse AEROSHELL®7 (courbe violette), et pour un mélange fluide d'huile de base et d'épaississant déstructuré obtenu par ressuage de la graisse AEROSHELL®22 (courbe verte). Contrairement à celle de l'huile ressuée, les courbes de frottement des deux graisses comprennent une pente plus forte, avec un coefficient de frottement qui augmente davantage avant de diminuer pour rejoindre la valeur stabilisé de l'huile de base. Ceci peut s'expliquer par la dégradation de la structure tridimensionnelle de la graisse au-dessus d'une certaine contrainte de cisaillement (contrainte seuil). Par ailleurs, on ne distingue pas de différence majeure entre les deux graisses. Leurs propriétés rhéologiques sous forte pression sont donc similaires. Dans les trois cas, le taux de glissement de saturation est légèrement inférieur à 1%, valeur faible qui reflète la sévérité du contact en termes de pression et l'état quasi-solide du lubrifiant à l'interface.

Les machines de traction habituelles imposent généralement des pressions de contact plus faibles (ordre de la centaine de MPa) donnant des seuils aux alentours de 50 %, et balayent des taux de glissement à quelques % par seconde. Elles ne conviennent donc pas pour l'observation de fortes pressions où le taux de glissement seuil est faible (de l'ordre du %). Ceci constitue ainsi un aspect intéressant du tribomètre utilisé dans cette configuration.

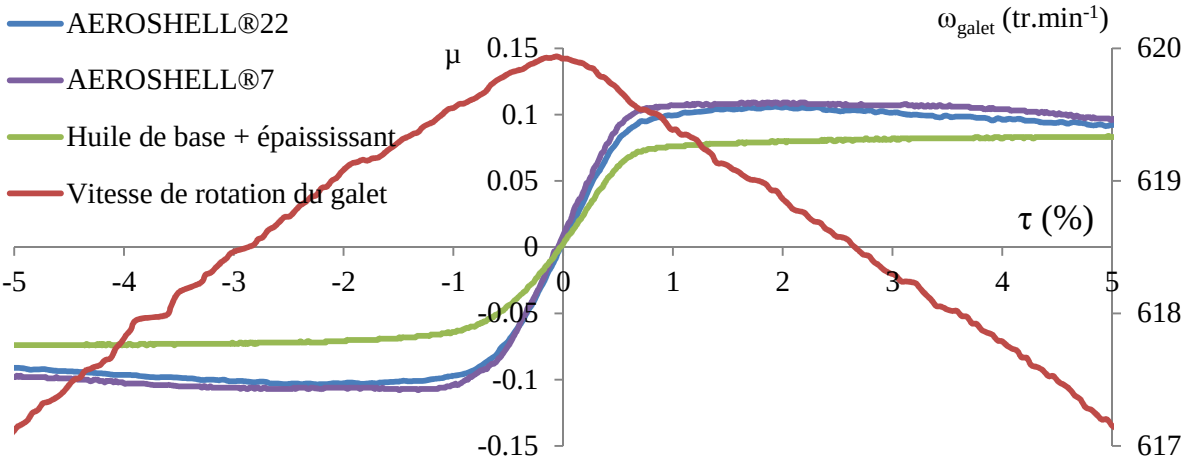


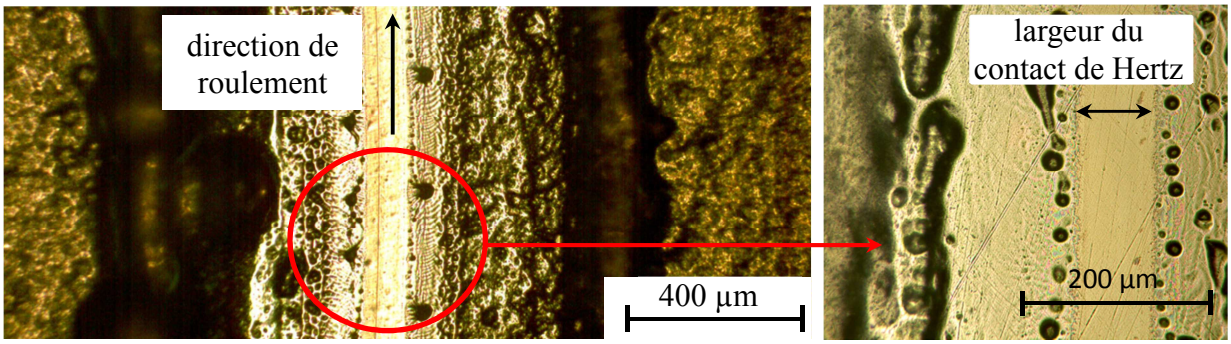
Figure II.9. Courbe de traction en roulement et glissement transverse.

La vitesse de rotation du galet, directement reliée à la vitesse de roulement, est mesurée pendant l'essai et représentée en rouge sur la Figure II.9. Elle est maximale quand le glissement est nul et diminue linéairement avec l'augmentation de valeur du taux de glissement. En extrapolant la courbe rouge jusqu'à τ = 10 %, cette diminution correspond à 1 % de la vitesse maximale sans glissement, ce qui semble trop faible pour générer une modification d'épaisseur de film. Dans les conditions testées, le fait de ne pas pouvoir contrôler la vitesse de rotation du galet n'a donc pas d'influence sur les résultats.

Le tribomètre développé pour l'étude se révèle assez adapté à la réalisation de courbe de traction en glissement transverse sous fortes pressions. Les essais mettent en évidence un taux de glissement de saturation très faible (~ 1 %) qui témoigne de l'état quasi-solide de la graisse dans le contact.

3 Lubrification à la graisse en roulement sans glissement

Pour analyser l'impact d'une composante de glissement transverse sur les mécanismes de lubrification, on réalise au préalable des essais en conditions de roulement pur, c'est-à-dire sans décalage du galet en x (position centrale sur la Figure II.8).
Plusieurs essais de 2.10^5 cycles sont réalisés dans des conditions *sévères* de vitesse (2 m/s) et de pression (4 GPa, soit F_n = 270 N). La mesure du coefficient de frottement donne une valeur proche de 0 ($\mu \sim 0.01$) qui évolue très peu tout au long de l'essai. Cette valeur non nulle est probablement liée au léger phénomène de *spin* (Partie I, chapitre II.3) qui génère un faible couple. Cet effort est considéré comme un offset parasite, et est corrigé sur les courbes de traction (Figure II.9) qui présentent par conséquent un effort nul au taux de glissement nul. Des clichés de la piste (disque) réalisés en fin d'essai montrent la formation de bourrelets de graisse latéraux (bandes noires sur la Figure II.10.a), et d'une zone intermédiaire de plus faible épaisseur entre ces bourrelets et la piste (bande claire sur la Figure II.10.b).



(a) (b)

Figure II.10. Observation en microscopie d'un segment de piste (disque) graissée en roulement sans glissement : (a) faible grossissement ; (b) fort grossissement.

Bien qu'on observe des mouvements de volumes de graisse au cours de l'essai, la disposition globale de la graisse observée en fin d'essai apparaît en réalité dès le début et reste donc inchangée tout au long de l'essai. La piste, correspondant à la zone du contact de Hertz (~100 µm), paraît complètement dégagée. Le film lubrifiant n'est donc pas constitué de graisse structurée, mais probablement d'un film fluide mince. On ne distingue pas non plus de coloration sur la piste qui témoignerait d'une activité tribochimique, ce qui peut être relié au faible taux de cisaillement entre les aspérités. L'absence de graisse sur la zone de contact après le passage du galet semble indiquer un régime lubrifié à l'huile de base. On peut remarquer des petits volumes (*plots*) de graisse sur les bords de la trace : plusieurs auteurs, [II.21, 38] observent également ces reliefs (appelés *droplets*) dont la formation serait liée à l'énergie de surface et à la viscosité de l'huile de base. Le cisaillement de ces volumes au passage de l'élément roulant permettrait la libération d'huile de base et l'alimentation du contact (phénomène de *squeeze flow*).

On retrouve ici les éléments cités au chapitre II.1 concernant les mécanismes de lubrification en roulement pur, à savoir la formation de bourrelets latéraux et la lubrification par cisaillement de volumes de graisse issus de ces bourrelets. Les essais réalisés en roulement sans glissement sur le tribomètre montrent que, jusqu'à 2.10^5 cycles, aucun endommagement ni activité tribochimique ne sont constatés, et que la disposition de la graisse autour du contact n'évolue pas, y compris pour des pressions extrêmes et des vitesses élevées. On peut donc considérer qu'à l'échelle des essais réalisés sur le tribomètre, la durée de vie de ce type de contact est « illimitée ».

4 Régimes de lubrification en roulement et glissement transverse

4.1 Introduction

Dans ce paragraphe, on s'intéresse à la présence d'une composante de glissement perpendiculaire au roulement pour étudier son effet sur le frottement et les mécanismes de lubrification.
Une série d'essais est réalisée dans un premier temps à F_n = 80 N, V_{roul} = 1 m/s, et τ = 5 %.
La Figure II.11.a présente l'évolution du coefficient de frottement pendant les 10^4 premiers cycles. La plupart des essais sont régulièrement stoppés pour prendre des clichés de la piste avec le dispositif présenté en partie I. Ces arrêts permettent un léger retour du lubrifiant sur la piste. A chaque reprise, les valeurs sont momentanément plus faibles que les valeurs moyennes, ce qui génère un certain bruit de mesure. Les courbes de frottement présentées par la suite sont donc lissées.
La Figure II.11.b présente l'évolution lissée du coefficient de frottement sur tout l'essai. Trois phases sont observées : une phase de diminution pendant les premiers cycles (I), une phase de remontée progressive (II), puis une phase de stabilisation (III) dont la durée sera étudiée ultérieurement. Les essais sont systématiquement composés de ces trois phases.

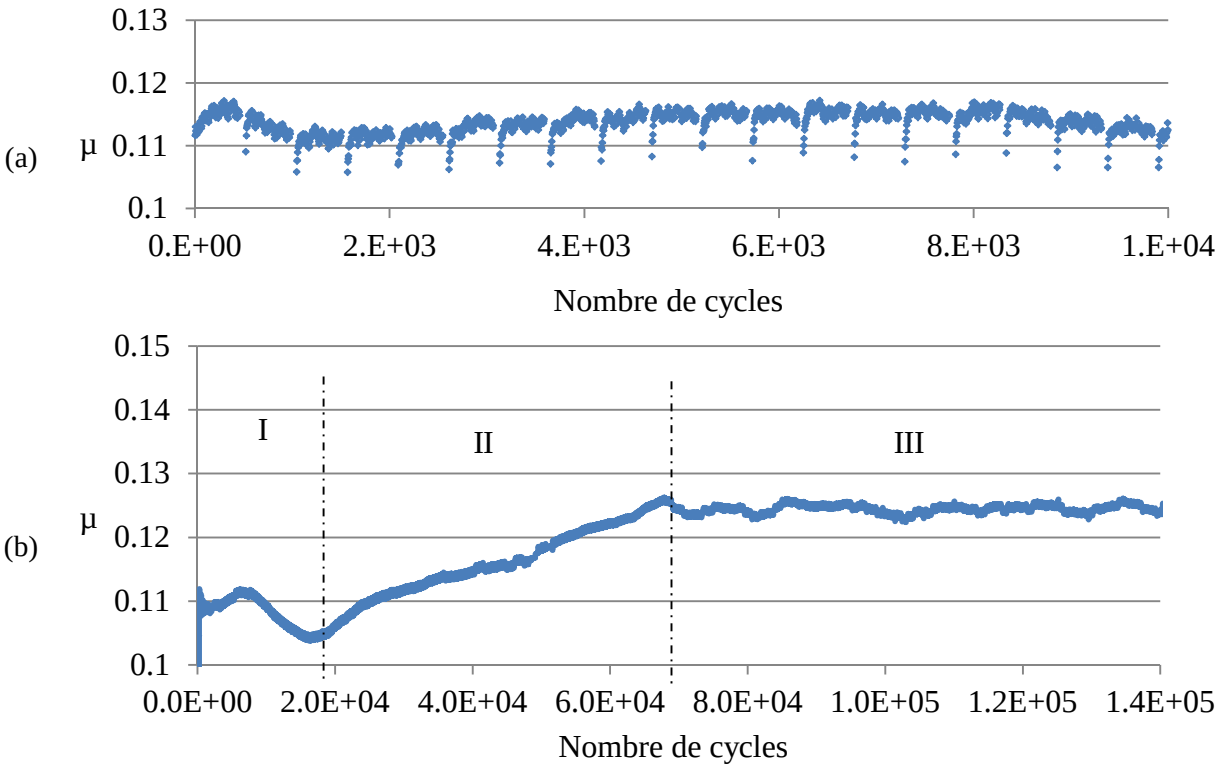


Figure II.11. Evolution du coefficient de frottement à 80 N, 1 m/s, et 5 % : (a) signal non traité durant les 10^4 premiers cycles ;
(b) signal traité sur tout l'essai.

Il n'est pas possible de réaliser des mesures d'épaisseur *in situ* étant donné que le disque n'est pas translucide, mais on peut considérer que la valeur du coefficient de frottement la reflète en partie. Cependant, il reflète également la nature du film lubrifiant, ce qui rend délicat son interprétation. Par ailleurs, il est mesuré de façon peu conventionnelle, et il est donc difficile de rapprocher les valeurs expérimentales de celles de la littérature.

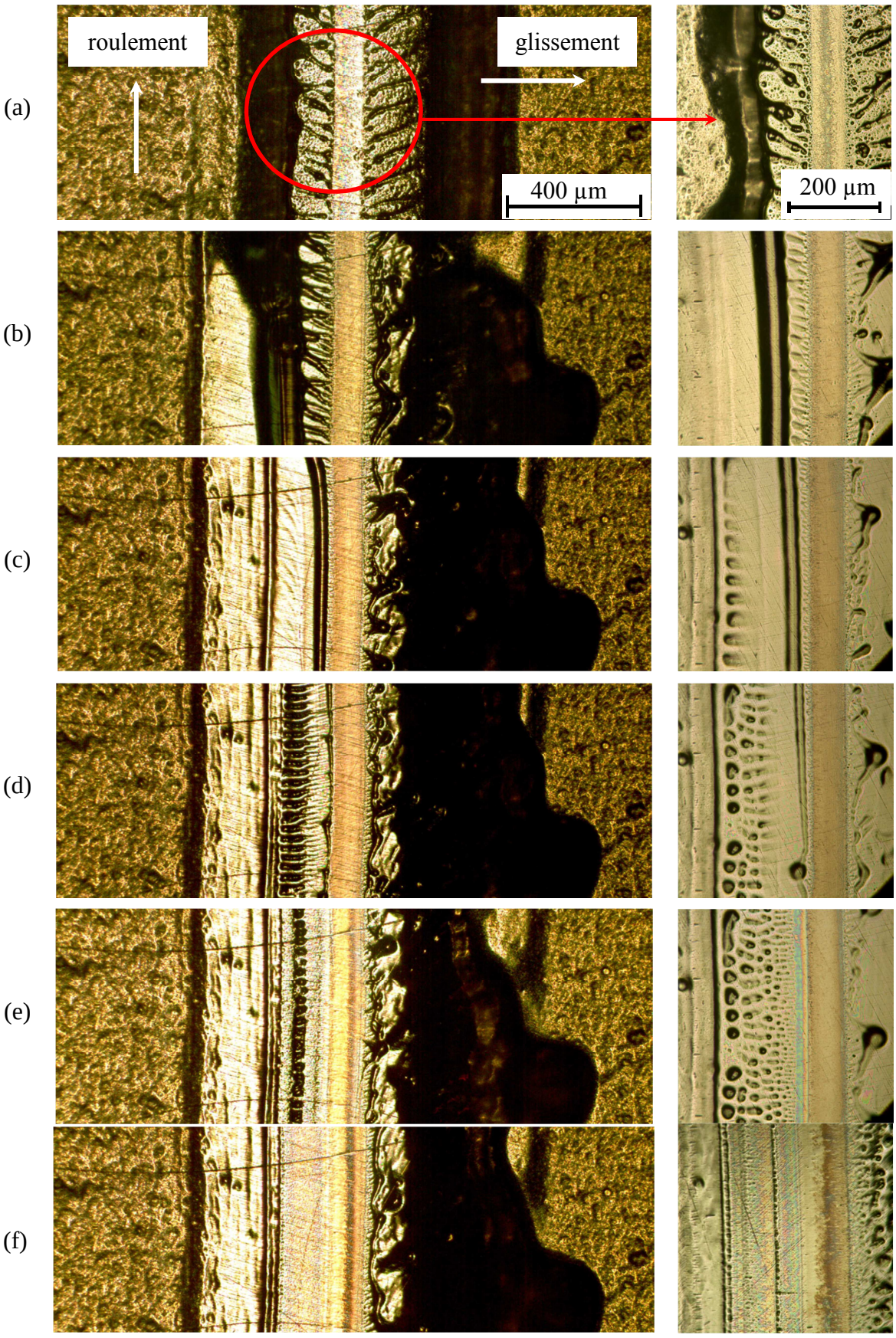
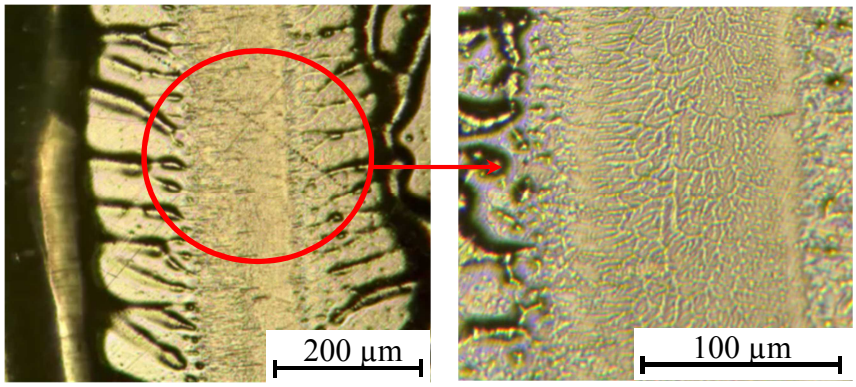


Figure II.12. Evolution de la piste dans les différentes phases :
(a) 1.10^4 cycles: phase I ; (b-d) 2-7.10^4 cycles: phase II ; (e-f) 7-14.10^4 cycles : phase III.

La Figure II.12 présente les observations à deux grossissements différents réalisés pendant deux essais réalisés dans les mêmes conditions (à 80 N, 1 m/s, 5 %). On observe d'abord une disposition de la graisse semblable à celle du roulement pur (Figure II.12.a), puis une évolution de la distribution pendant la phase II (Figure II.12.b.c.d), et une disposition dissymétrique stable en domaine III (Figure II.12.e et f). On tâchera dans cette partie de décrire chacune des trois phases, et on s'intéressera en particulier au comportement en régime sous-alimenté.

4.2 Régime suralimenté, film visqueux

Dans un premier temps (Figure II.12.a), la graisse forme deux bourrelets de chaque côté de la piste. Les deux bandes intermédiaires montrent un profil en forme de « doigts » typique du contact graissé [II.21]. Cette disposition dendritique, observable en Figure II.13.a, est liée aux phénomènes de cavitation en sortie du contact [II.38], et est particulièrement marquée pour des taux de cisaillement importants, ce qui explique pourquoi elle n'apparaît pas en roulement pur (Figure II.10).



(a) (b)

Figure II.13. Film visqueux à l'interface (10^4 cycles) :
(a) faible grossissement ; (b) fort grossissement.

La Figure II.13.b présente un grossissement sur la piste en sortie de contact pendant la phase I : on distingue des « vaguelettes », qui témoignent de la présence d'un film visqueux constitué de graisse possédant toujours, en partie, sa structure épaissie tridimensionnelle. Son allure, qui comprend des motifs de cavitation, est semblable au film hautement visqueux évoqué dans la littérature [II.21, 23]. Par ailleurs, ce film n'apparaît pas en roulement pur (dans les mêmes conditions de pression et de vitesse), ou du moins disparaît très rapidement au bout de quelques cycles. La composante de glissement transverse permet donc visiblement de maintenir ce film visqueux plus longtemps qu'en roulement pur. Du fait de la présence d'un film épais de graisse à l'interface, on peut considérer la phase I comme une phase de suralimentation.

Cette phase initiale est rapide et sa durée (10^4 à 2.10^4 cycles) dépend de l'épaisseur de graisse initiale. Les observations montrent qu'elle correspond à l'éjection d'un important volume de graisse dans la direction du glissement (de gauche à droite), jusqu'à l'établissement d'un bourrelet mince sur le côté appauvri (bord gauche, passage de la Figure II.12.a à la Figure II.12.b).

4.3 Régime suralimenté transitoire

Les observations réalisées pendant la phase II (Figure II.12.b.c.d) mettent en évidence une diminution de volume du bourrelet transverse gauche qui se rapproche progressivement de la zone de contact de Hertz. Le volume du bourrelet de droite quant à lui augmente. Le volume de graisse est donc tout simplement transféré progressivement de gauche à droite par la composante de glissement transverse. L'immobilité de la graisse hors du contact (à gauche des photos de la Figure II.12) montre que ce transfert est bien lié au passage répété du galet et non à un phénomène d'éjection centrifuge.

Par ailleurs, les observations à plus fort grossissement montrent également la présence d'un film visqueux tout au long de cette phase. La lubrification est donc toujours assurée par de la graisse quasi entière qui est acheminée depuis le réservoir gauche par la composante de glissement. Au fur et à mesure que le volume du bourrelet diminue, la quantité de graisse emportée à l'interface diminue également, ce qui explique probablement la montée progressive du coefficient de frottement.
Parallèlement, on voit apparaître des petits volumes de graisse similaires aux *droplets* observés sur les bords de la piste en roulement pur (Figure II.12.c.d.e). En reprenant les éléments de la littérature cités précédemment, il est possible que cette formation résulte de la diminution d'épaisseur de graisse sur cette zone et de la cavitation générée par le passage du galet.

La durée de ce régime suralimenté transitoire dépend largement de l'épaisseur initiale de graisse : plus le volume initial de graisse sur le bord appauvri est important, plus ce régime est long.

4.4 Régime sous-alimenté

Le passage de la phase II à la phase III est toujours nettement visible sur l'évolution du coefficient de frottement, et correspond exactement à la disparition totale du bourrelet de graisse gauche (passage de la Figure II.12.d à la Figure II.12.e). On visualise alors l'apparition d'un film mince irisé (bleuté) qui s'apparente à une couche d'huile sur le bord gauche de la piste (Figure II.12.e). En poursuivant l'essai au-delà de la phase III, les *droplets* plus à gauche disparaissent progressivement et la bande irisée s'élargit (passage de la Figure II.12.e à la Figure II.12.f). Dans ce domaine, le coefficient de frottement est relativement stable (~ 0.12 – 0.13) et les observations à plus fort grossissement montrent qu'il n'y a plus de film visqueux sur la piste, dès le passage de la phase II à la phase III.

Par opposition au régime suralimenté caractérisé par une couche épaisse de graisse à l'interface acheminée par le glissement transverse, la phase III peut être qualifiée de régime sous-alimenté. La lubrification semble y être assurée par la diffusion d'huile de base, libérée par le cisaillement progressif du volume de graisse résiduel laissé sous la forme de *droplets*. Bien que le bourrelet de droite contienne quant à lui un excès de graisse, les observations montrent que du fait de la direction de glissement, la lubrification n'est assurée que par ce qui provient du côté gauche (entrée du glissement). La cinétique de « consommation » des *droplets* est particulièrement lente comparée à celle de l'apparition de la sous-alimentation (~ 10^5 cycles après l'apparition de la sous-alimentation).
L'évolution du coefficient de frottement après 10^5 cycles dépend de la stabilité de la sous-alimentation. Cet aspect sera traité dans le paragraphe suivant : comportement du contact en régime sous-alimenté.

4.5 Conclusions

En roulement sans glissement, la graisse est rapidement éjectée et forme deux bourrelets sur les côtés qui semblent alors agir comme des barrières qui maintiennent une quantité de graisse suffisante autour de la piste pour lubrifier le contact en continu et assurer une durée de vie quasi infinie.

En ajoutant du glissement transverse, un des bourrelets de graisse est progressivement transféré de l'autre côté de la piste (Figure II.14). L'acheminement de volumes entiers de graisse garantit une lubrification par un film visqueux pendant un certain nombre de cycles. Lorsque le bourrelet est entièrement consommé, l'épaisseur de graisse résiduelle forme des *droplets* qui lubrifient le contact avec un film mince, comme en roulement simple. Ces *droplets* sont progressivement consommés au terme d'une cinétique très lente. On verra dans la partie suivante que cette dernière phase peut être plus ou moins stable et être le siège de tribochimie et d'endommagement.

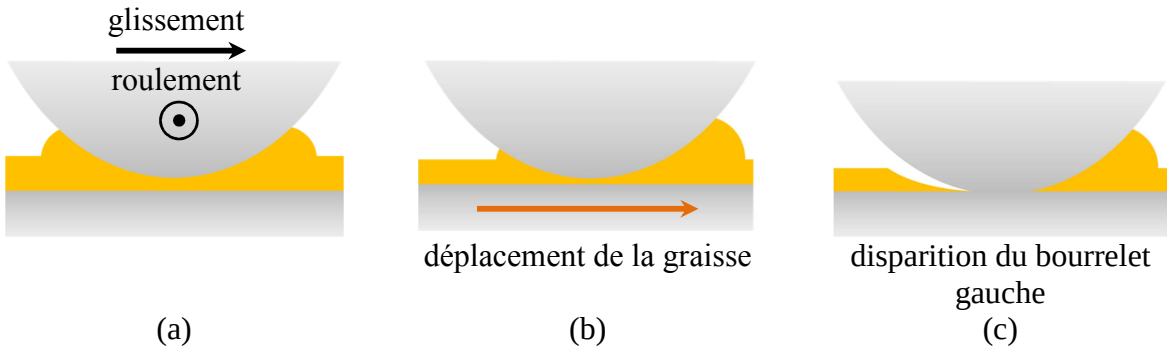


Figure II.14. Evolution de la disposition de la graisse autour du contact, vue de face : (a) régime suralimenté ; (b) régime suralimenté transitoire ; (c) régime sous-alimenté.

5 Comportement du contact en régime sous-alimenté

En travaillant avec une épaisseur de graisse identique d'un essai à l'autre, et quelles que soient les conditions de pression, de vitesse et de taux de glissement, on retrouve systématiquement les trois phases décrites précédemment. Bien que la présence de glissement retarde l'apparition de la sous-alimentation par rapport au roulement pur, celle-ci est inévitable. Selon les conditions opératoires, on s'est aperçu qu'il pouvait y avoir plusieurs types de comportement pendant ce dernier régime. Les essais graissés sont peu répétables, mais on peut dégager quatre tendances que l'on présentera séparément : régime sous-alimenté stable sans tribochimie, régime sous-alimenté stable avec tribochimie, régime sous-alimenté sévère avec tribochimie et micro-adhésion, et régime sous-alimenté instable / limite. Par la suite, on réalisera une étude quantitative pour cartographier le type de comportement en fonction des conditions de sollicitations, de façon à comprendre leur influence sur les mécanismes de lubrification et à situer celles potentiellement dangereuses pour le système.

5.1 Régime sous-alimenté stable sans tribochimie

Pour des chargements de l'ordre de 80 N, des vitesses faibles (0.5 m/s), et quel que soit le taux de glissement, le coefficient de frottement reste stabilisé à des valeurs proches de 0.12 (courbe verte sur la Figure II.15) et la piste ne montre toujours pas de trace de réaction chimique ni de dépôt au-delà de 2.10^5 cycles (Figure II.16). Les essais sont donc arrêtés à ce nombre de cycles puisqu'on peut considérer qu'à ce stade, la durée de vie du contact est illimitée. On verra que ce comportement peut être associé à la combinaison d'un remplissage de la piste entre chaque passage du galet, et d'une pression suffisamment faible pour garantir un film suffisamment épais.

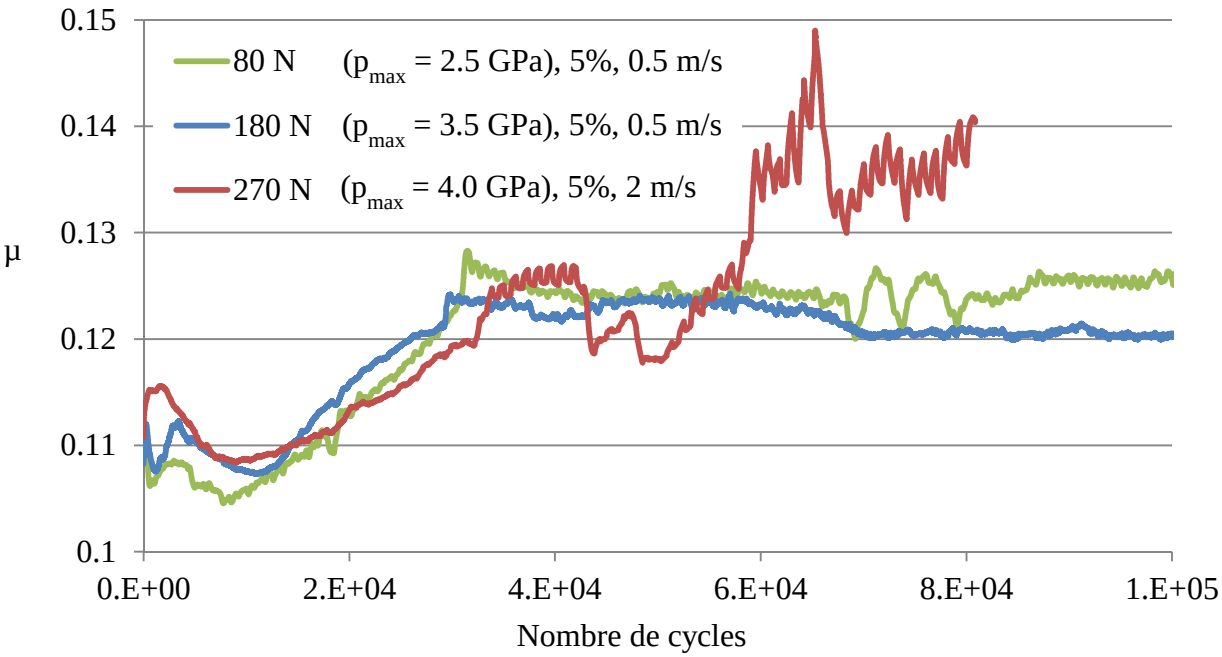


Figure II.15. Evolutions du coefficient de frottement en régimes stables et instable, pour différentes pressions et vitesses de roulement.

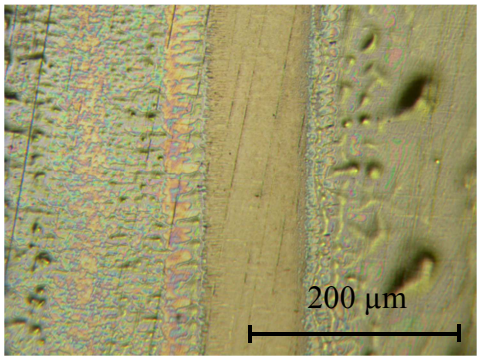
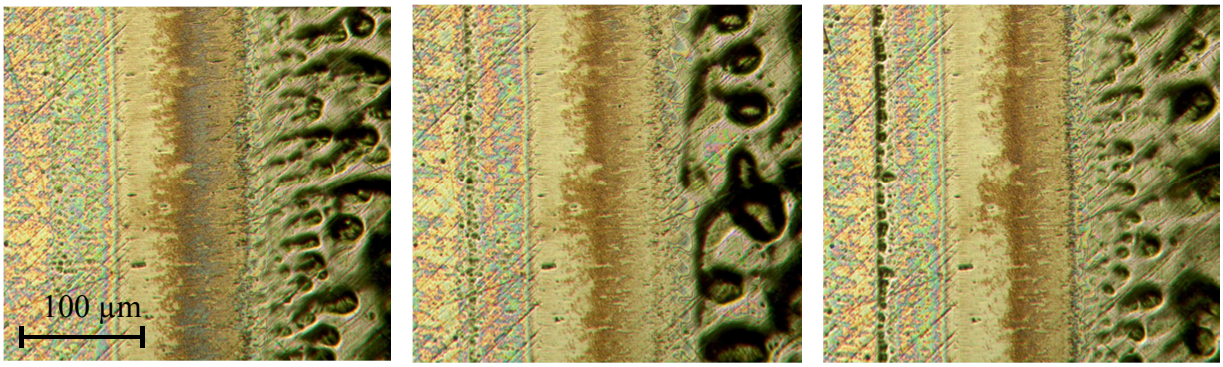


Figure II.16. Observation de la piste à 2.10^5 cycles en régime sous-alimenté stable sans tribochimie.

5.2 Régime sous-alimenté stable avec tribochimie

Pour des vitesses plus importantes ($V_{roul} \geq 1$ m/s), on visualise en général l'apparition progressive d'une trace brune sur la piste (Figure II.12.f). L'évolution du coefficient de frottement n'est toutefois pas modifiée, et reste identique à celle de la courbe verte (Figure II.15). La durée de vie paraît donc à nouveau illimitée. La Figure II.17 présente l'évolution de l'aspect de la trace avec le nombre de cycles.



(a) (b) (c)

Figure II.17. Observation de la piste en régime sous-alimenté stable avec tribochimie, pour un essai à 80 N, 1 m/s, et 6 % de glissement : (a) 5.10^4 cycles ; (b) 10^5 cycles ; (c) 2.10^5 cycles.

On remarque alors que la répartition de la coloration évolue peu. En dégraissant la piste avec un procédé mécanique et chimique grossier (papier + acétone), le film formé (ou du moins une partie) reste fixé à la surface. Des relevés interférométriques sur ce type de trace (Figure II.18) montrent que la coloration est essentiellement présente dans des reliefs négatifs. L'épaisseur du film formé est, de fait, difficile à évaluer.

Ces observations mettent en évidence la présence d'un film non sacrificiel dans le *creux* des aspérités, qui est déposé au terme d'une cinétique lente. En plus de ce film permanent, on observe une coloration brune supplémentaire de la piste lors de certaines prises de vue : la coloration de la trace sur la Figure II.17.a est plus sombre que sur la Figure II.17.b, et est plus répandue. Contrairement à la première, celle-ci se situe aussi sur les reliefs positifs. L'apparition de ce type de film sur les photos prises au cours d'un essai est très aléatoire, ce qui témoigne d'une cinétique de formation et de disparition beaucoup plus rapide que pour le film permanent.

On peut donc supposer la présence combinée d'un film permanent non sacrificiel en fond de relief qui se forme lentement, et d'un film sacrificiel tribochimique continuellement formé et abradé sur les aspérités en contact.

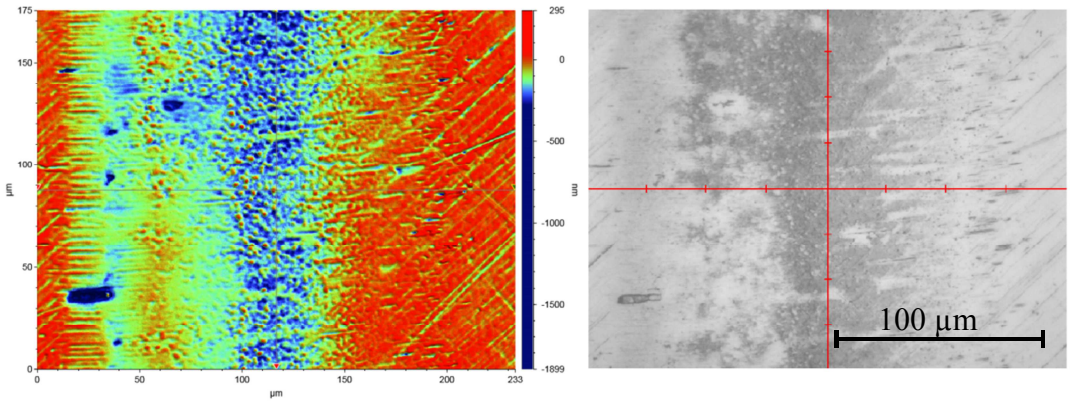


Figure II.18. Relevé interférométrique sur le tribofilm après dégraissage.

Le nature du film permanent présent en fin d'essai peut être analysée par différentes techniques, mais la plus courante est la spectroscopie de photoélectrons (XPS) [II.3], qui renseigne sur la nature des atomes et des liaisons chimiques. Il s'est avéré que les disques étaient légèrement magnétisés, et trop volumineux pour être totalement démagnétisés par les dispositifs conventionnels. Le champ magnétique libéré par les échantillons dévie alors les électrons et empêche de focaliser la mesure sur la piste, et donc sur le tribofilm. Toutefois, des spectres XPS réalisés directement sur la graisse (cf paragraphe 1.3) révèlent la présence d'éléments qui correspondent aux additifs extrême-pression et anti-usure les plus répandus (Zn, Mg), ce qui constitue un premier indice sur la nature du film adsorbé.

La littérature (cf chapitre II.1) évoque plusieurs types de tribofilms [II.39]. Une façon de les distinguer est le type d'adsorption : le film peut être physisorbé (interactions faibles type van der Waals) ou chimisorbé (création de liaisons fortes avec le substrat). Dans notre cas, le maintien du film malgré le dégraissage mécanique et chimique laisse supposer que la couche observée est chimisorbée, et qu'il s'agit bien, au moins en partie, d'un film réactionnel.

Un dernier élément notable est la disposition du film sur la piste, que l'on retrouve quasi systématiquement sur les essais présentant ce type de film : la coloration est plus forte au centre, légère à droite et absente à gauche (Figure II.17.b.c). La zone centrale est la plus marquée puisque l'épaisseur de film lubrifiant y est la plus faible, et le cisaillement et la contrainte normale y sont les plus forts. La différence de coloration entre les parties gauche et droite peut quant à elle s'expliquer par la direction de glissement : la quantité d'huile, et donc l'épaisseur, est plus importante à l'entrée du glissement, c'est-à-dire à gauche, et il se pourrait que les produits de réaction du centre de la piste soient par ailleurs transportés vers la droite par la composante de glissement transverse.

L'activité réactionnelle à la surface est un aspect compliqué à quantifier et à analyser puisqu'il met en jeu des réactions chimiques, encore mal connues, avec des additifs dont on ignore ici la composition exacte. Les films observés ici sont semblables à ceux décrits dans la littérature [II.40], et sont donc vraisemblablement bénéfiques pour le contact. Cela ne pourrait toutefois être vérifié qu'en réalisant les mêmes essais avec une graisse en tout point identique mais qui serait dépourvue d'additifs.

5.3 Régime sous-alimenté sévère avec tribochimie et micro-adhésion

Pour des conditions de sollicitation à faible vitesse (V_{roul} < 1 m/s), forte pression ($p_{max} \geq 3.5$ GPa), et taux de glissement significatif, le tribofilm adsorbé peut progressivement devenir plus sombre (couleur marron foncé sur Figure II.19.a), ce qui correspond en général à une épaisseur de tribofilm plus importante. On voit également apparaître des éléments plus clairs qui, après analyse en microscopie à balayage (Figure II.19.b) et en profilometrie (Figure II.19.c), s'avèrent correspondre à des traces de micro-adhésion, semblables à celles observées en contact acier/acier sur les essais préliminaires présentés en partie I. Cela signifie qu'à terme, les surfaces sont suffisamment proches, et le film lubrifiant trop fin par rapport à la rugosité (ici les surfaces sont polies, Ra = 0.05 µm).

On peut noter que ce phénomène de micro-adhésion n'entraîne pas d'élévation notable du coefficient de frottement (courbe bleue sur la Figure II.15). Certains essais ont été poursuivis jusqu'à 5.10^5 cycles, sans montrer d'élévation du frottement, et avec une piste très colorée et parsemée de transferts métalliques. Une hypothèse pour l'expliquer est que la vitesse de roulement est suffisamment faible pour favoriser la diffusion d'huile entre chaque passage du galet, et compenser ainsi la proximité des aspérités métalliques. En d'autre termes, dans certaines conditions, un régime limite peut être atteint très progressivement et engendrer une usure adhésive discrète qui, sur les échelles de temps étudiées ici, n'a pas d'impact sur le coefficient de frottement.

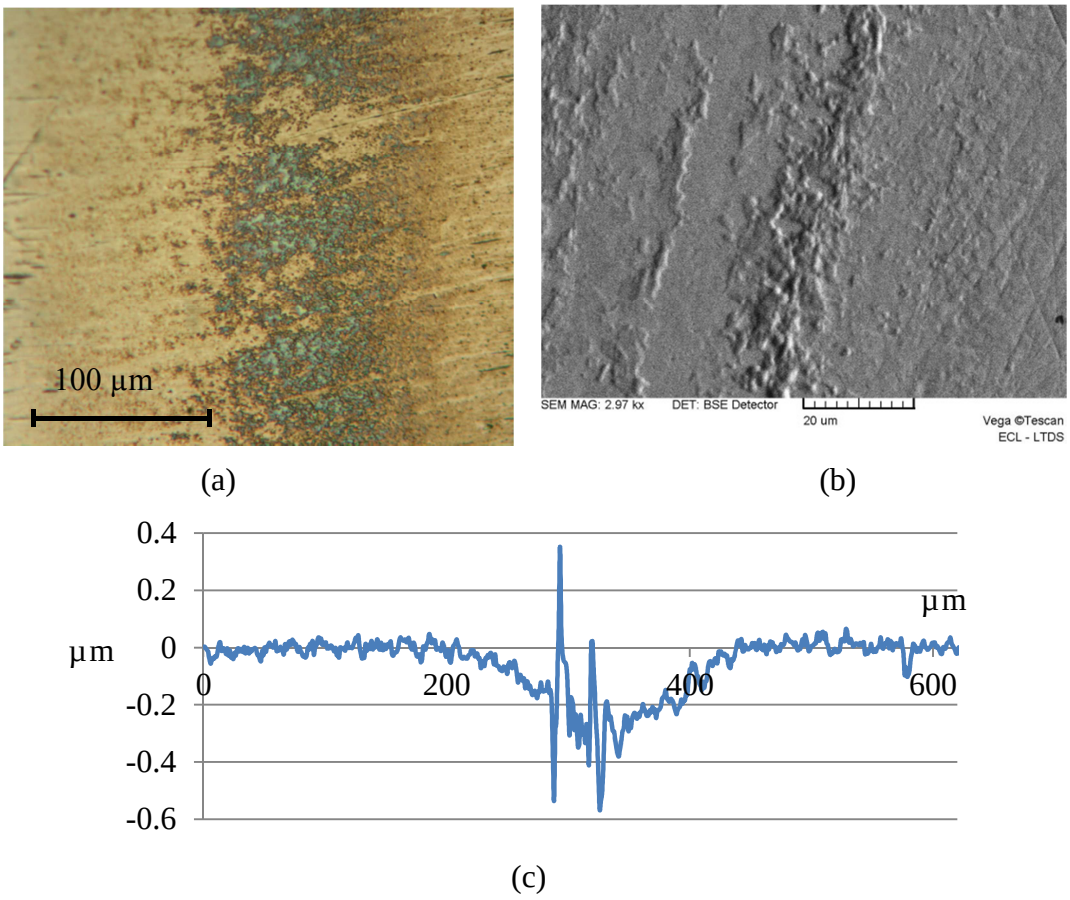
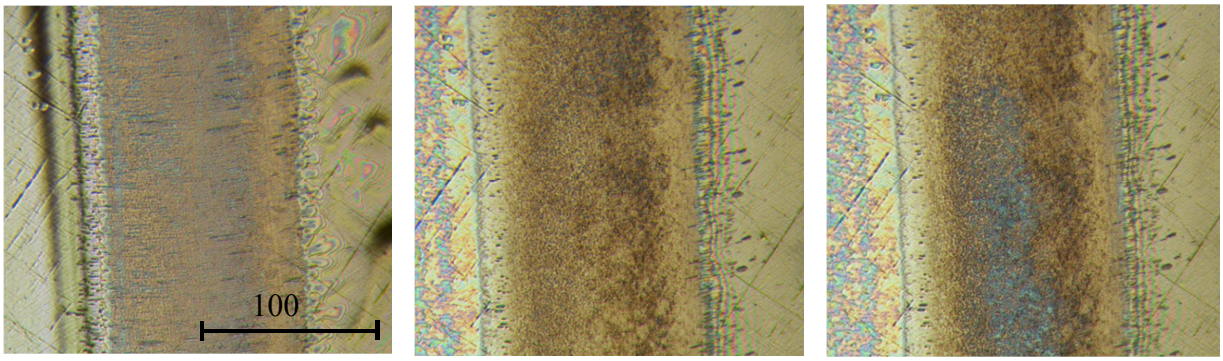


Figure II.19. Observations de traces d'adhésion dans le tribofilm après dégraissage : (a) cliché optique après dégraissage ; (b) cliché MEB ; (c) profil de la piste dans la largeur.

5.4 Régime sous-alimenté instable/ régime limite

Dans des conditions très sévères de pression (p_{max} = 4 GPa) et de vitesse de glissement ($\tau \geq 5$ % et $V_{roul} \geq 1.5$ m/s), le coefficient de frottement évolue systématiquement de façon instable dès la fin du régime suralimenté transitoire (courbe rouge sur la Figure II.15), avec des valeurs entre 0.13 et 0.15. On observe par ailleurs la formation d'un film permanent avant même l'apparition du régime sous-alimenté (Figure II.20.a). La quantité de graisse acheminée par le glissement pendant le régime transitoire n'est donc pas suffisante pour assurer un film épais compte tenu des conditions de contact. Une fois le système sous-alimenté, on visualise nettement le film permanent et on remarque qu'il est, cette fois-ci, disposé partout sur la piste, et pas seulement au centre (Figure II.20.b). On observe également un film sacrificiel bleuté qui apparaît momentanément et que l'on peut distinguer sur certaines prises de vue pendant l'essai (Figure II.20.c).



(a) (b) (c)

Figure II.20. Observation des traces de frottement en régime sous-alimenté instable (270 N, 2 m/s, 7 %) : (a) 6.10^4 cycles ; (b) 10^5 cycles ; (c) 2.10^5 cycles.

L'apparition et la disparition en continu de cette coloration supplémentaire peut être reliée aux « oscillations » du coefficient de frottement : une augmentation régulière du coefficient de frottement correspond à une diminution de l'épaisseur de film. Quand celle-ci est trop faible, les conditions énergétiques (température, cisaillement) sont suffisantes pour initier les réactions tribochimiques entre les additifs et la surface, et pour créer momentanément un film sacrificiel qui lubrifie le contact et entraine une diminution du coefficient de frottement. Ce film est ensuite éliminé progressivement, son épaisseur diminue, le coefficient de frottement augmente, et ainsi de suite [II.39]. En poursuivant les essais, ce régime se traduit rapidement par l'apparition de traces d'adhésion similaires à celles décrites précédemment.

5.5 Phénomène de re-lubrification partielle

Plusieurs fois au cours des essais, un apport occasionnel d'un volume de graisse a été observé. Il est aléatoire et provient probablement du mouvement des échantillons. La courbe verte de la Figure II.15 montre trois légères baisses du coefficient de frottement dans la phase stabilisée. Les films image par image montrent qu'elles correspondent à de brefs régimes visqueux suite à un apport de graisse sur la piste. Ce type d'évènement n'a toutefois pas d'influence particulière sur le cours des essais. Dans un système à géométrie complexe comme la vis à rouleaux, on peut penser que ce type de phénomène interviendrait fréquemment jusqu'à ce que toute la graisse soit bloquée et que la lubrification ne soit assurée que par les phénomènes d'alimentation résiduelle.

6 Conclusions

L'évènement redouté dans les mécanismes de roulement est l'adhésion-grippage puisqu'il est susceptible d'arriver très rapidement et d'endommager totalement le système. L'utilisation de lubrifiant empêche les surfaces d'entrer en contact et évite cet endommagement. Pour cela l'épaisseur de film lubrifiant doit être suffisante par rapport à la rugosité des surfaces. A un instant donné, cette épaisseur est conditionnée par plusieurs paramètres :

- les conditions de sollicitations (pression, vitesse de roulement, vitesse de glissement),
- les propriétés rhéologiques du film à la surface (viscosité de l'huile de base),
- la quantité de lubrifiant disponible.

Une fois le contact stabilisé en régime sous-alimenté, cette quantité est conditionnée par des mécanismes d'acheminement qui dépendent eux-mêmes de la vitesse (temps entre chaque passage), du taux de glissement (débit d'apport vers le contact et taux de cisaillement de la graisse résiduelle), de la nature de la graisse (contrainte d'écoulement, capacité de l'huile de base à diffuser vers le contact) et de sa disposition autour de la piste. On visualise donc à ce stade les multiples influences croisées des différents paramètres sur la formation d'un film à l'interface.

Par ailleurs, ce film évolue dans le temps. Les essais sur tribomètre ont montré que, pour certaines combinaisons des paramètres, un film d'épaisseur stable est établi, garantissant une durée de vie très importante du contact. Dans la plupart des cas, le lubrifiant est rapidement transporté d'un côté à l'autre de la piste sous l'effet de la composante de glissement transverse, et l'épaisseur du film diminue progressivement. En dessous d'une certaine épaisseur, les conditions de température et de cisaillement deviennent suffisantes pour activer les additifs du lubrifiant et former un tribofilm qui limite les contacts métalliques. L'activité réactionnelle est elle-même dépendante des paramètres du contact (pression, vitesse, taux de glissement), ainsi que de la quantité d'additifs disponible, et donc du débit d'huile de base vers la piste qui, on l'a vu, dépend aussi des paramètres de contact.

Les essais sur tribomètre ont montré qu'un contact stable associant une faible épaisseur de film et une légère activité tribochimique pouvait aussi être atteint dans certaines conditions. Cependant, il a été mis en évidence que, dans ce type d'équilibre, des phénomènes d'adhésion peuvent malgré tout avoir lieu sans pour autant dégrader le coefficient de frottement. Dans d'autres cas plus sévères, cet équilibre peut ne jamais être atteint, et la lubrification n'est alors assurée que par un tribofilm sacrificiel continuellement abradé et reformé. Cette sauvegarde du contact reste toutefois à éviter car elle s'accompagne de phénomènes d'adhésion marqués et d'un frottement instable.

La présence d'additifs garantit donc la formation d'une couche protectrice qui sépare les surfaces en régime limite, du moins partiellement, et permet finalement de rendre les phénomènes de grippage plus progressifs et moins destructeurs pour le contact.

CHAPITRE II.3 Influence des conditions d'essai sur la lubrification et l'endommagement

Le chapitre précédent a montré que la lubrification à la graisse du contact en roulement/glissement transverse se décompose en deux phases principales : une phase de suralimentation avec lubrification par film visqueux, puis une phase de sous-alimentation. On va s'intéresser en particulier à l'influence des paramètres opératoires sur la phase de sous-alimentation car c'est la stabilité de celle-ci qui conditionne la durée de vie avant l'endommagement. On étudiera d'abord l'influence des paramètres de contact, pression, vitesse, taux de glissement qui sont reliés directement au choix de design de la VAR. On évaluera ensuite l'influence de cinématiques alternatives et d'autres paramètres comme l'épaisseur initiale de graisse, la nature de la graisse, et la rugosité du substrat.

1 Influence des paramètres imposés

Le chapitre précédent a mis en évidence qu'il est difficile d'évaluer l'influence de chaque paramètre séparément puisqu'ils interviennent tous les trois simultanément à différents niveaux dans les mécanismes de lubrification. Une étude quantitative a donc été réalisée pour identifier à quel type de comportement en sous-alimentation, défini en fin de chapitre précédent, correspond chaque combinaison de pression, vitesse, taux de glissement.

1.1 Cartes de susceptibilité à l'usure

Une cinquantaine d'essais ont été réalisés à trois niveaux d'effort normal, 80 N, 180 N et 270 N (soit des pressions maximales de contact de 2.5, 3.5 et 4 GPa), à quatre niveaux de vitesse de roulement (0.5 m/s, 1 m/s, 1.5 m/s, 2 m/s) et à différents taux de glissement entre 0 et 10 %. Chaque essai correspond à une combinaison (F_n, V_{roul}, τ). Le type de sous-alimentation pour chacun d'entre eux est identifié puis illustré par une couleur sur un ensemble de trois cartes, correspondant aux trois niveaux de pression étudiés, et prenant comme abscisse la vitesse de roulement et comme ordonnée le taux de glissement (Figure II.21). A chaque type de sous-alimentation correspond une couleur :

1- sous-alimentation stable sans tribochimie et durée de vie illimitée : couleur claire
2- sous-alimentation stable avec tribochimie sans micro adhésion : couleur rosée
3- sous-alimentation stable avec tribochimie et micro-adhésion sans élévation du coefficient de frottement : orange
4- sous-alimentation limite avec tribochimie, micro-adhésion et coefficient de frottement instable : marron

Les cartes n'intègrent pas le nombre de cycles de chaque essai mais seulement le type de sous-alimentation observé pendant l'essai. On a vu en effet que les essais graissés sont peu répétables : pour deux essais identiques, le type de sous-alimentation constaté est le même, mais il apparaît au bout d'un nombre de cycles qui peut être variable.

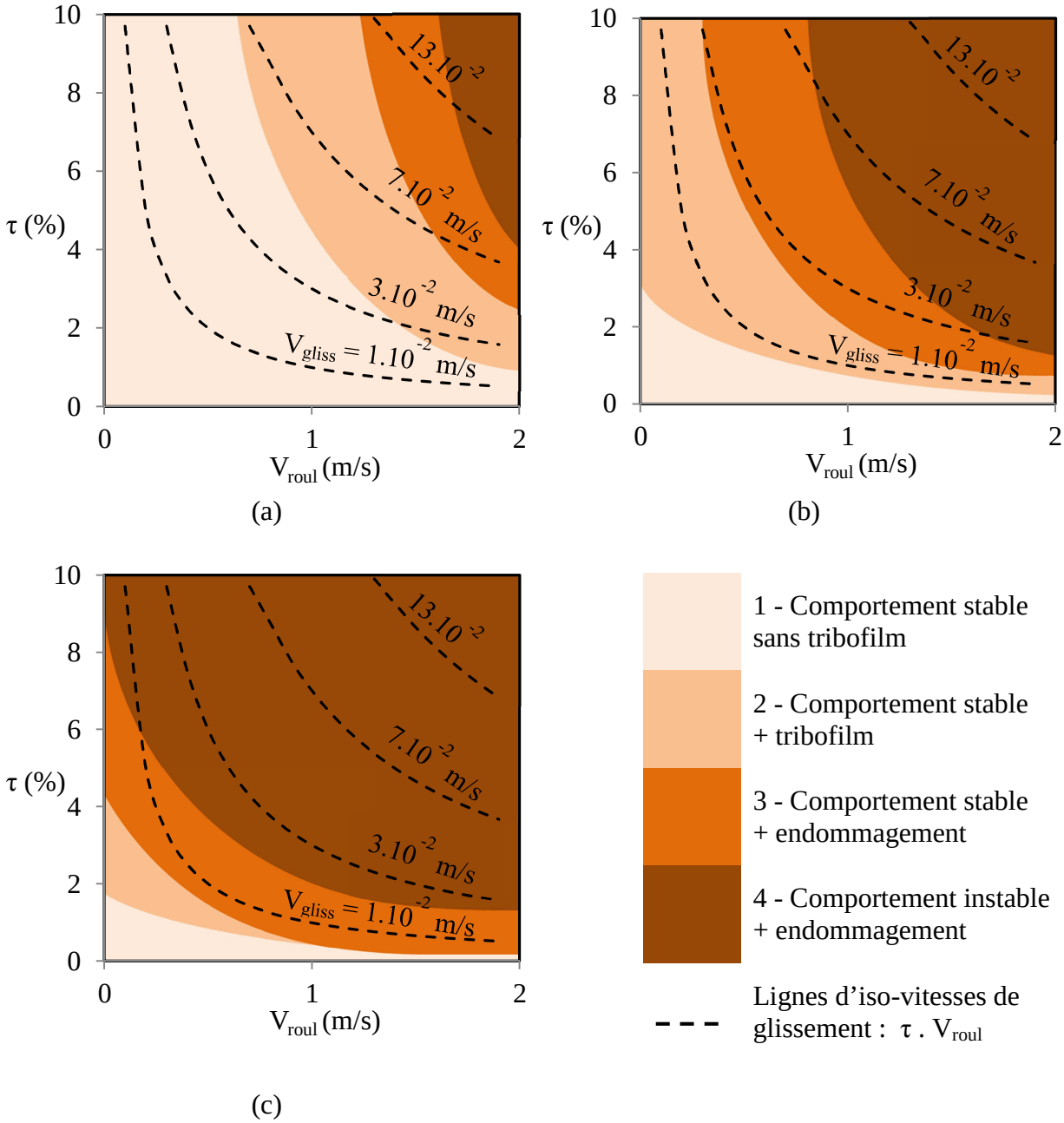


Figure II.21. Cartes de type d'endommagement :
(a) 80 N ; (b) 180 N ; (c) 270 N.

1.2 Interprétation et influence des paramètres

La progressivité des types de comportement sur les cartes reflète l'action bénéfique de la graisse qui permet de passer du risque d'un endommagement soudain (à sec), à un endommagement modéré et progressif. Les cartes permettent donc de situer la « dangerosité » d'une configuration de contact en termes d'usure adhésive. Les limites de chaque zone sont toutefois difficiles à établir. Les cartes illustrent surtout les grandes tendances de comportement et des domaines de « sécurité » ou de « risque ». Il ne serait donc pas pertinent de s'en servir de façon précise pour optimiser les paramètres de contact. Les cartes permettent également de mieux comprendre la compétition des trois paramètres sur la stabilité du contact, et de mettre en évidence l'importance de la vitesse de glissement.

Influence de la pression de contact

Pour une combinaison de τ et de V_{roul} donnée, l'augmentation de pression entraîne une sévérisation du contact. La pression joue principalement sur l'épaisseur de film à l'interface, si tant est que la quantité de lubrifiant soit suffisante pour en former un. Quand ce n'est pas le cas, la pression joue sur les contraintes de cisaillement à l'interface et donc sur le taux de croissance du tribofilm mais aussi sur son usure. Les domaines « dangereux » prennent donc plus de place sur les cartes aux fortes pressions, mais la disposition des quatre domaines les uns par rapport aux autres évolue peu.

Influence du taux de glissement

Pour un taux de glissement nul, quelles que soient la pression et la vitesse, on retrouve le comportement stable décrit dans le chapitre précédent en roulement pur. L'absence de glissement transverse évite l'assèchement et l'éjection progressive de lubrifiant, et garantit cette stabilité. Les micro-glissements de roulement, qui suffisaient à générer une usure à sec, ne sont ici pas « dangereux » compte tenu de la quantité de lubrifiant disponible.

En se plaçant sur les cartes à une vitesse de roulement donnée et à une pression donnée, on remarque qu'une augmentation du taux de glissement entraîne systématiquement une sévérisation du contact. D'une part, plus τ est élevé et plus le nombre d'aspérités en contact au passage du galet est important. Ceci favorise donc à la fois la formation d'un film réactionnel et son élimination. D'autre part, plus τ est important, plus le bourrelet transverse est consommé rapidement, et plus vite intervient la sous-alimentation. Le système n'a donc pas forcément le temps de générer un tribofilm suffisant pour assurer la stabilité du régime sous-alimenté.

Influence de la vitesse de roulement

Tout comme le taux de glissement, la vitesse de roulement a un rôle sévérisant pour le contact. Elle intervient principalement à deux niveaux :

- sur la durée de chaque cycle, c'est-à-dire sur le temps entre chaque passage du galet, et donc sur la quantité d'huile disponible sur la piste en régime sous-alimenté. On observe par conséquent sur les cartes que, pour des faibles vitesses, les mécanismes d'alimentation du contact sont suffisants pour garantir un comportement stable, y compris avec des taux de glissement importants.
- sur l'énergie dissipée et la température au contact. L'augmentation de la vitesse de roulement favorise donc à la fois la formation du film réactionnel et les phénomènes d'adhésion.

La combinaison de ces deux influences explique que, pour un taux de glissement et une pression donnés, une augmentation de la vitesse entraîne une dégradation du comportement.

Influence de la vitesse de glissement

Les influences combinées de la vitesse de roulement et du taux de glissement sur le comportement à une pression donnée laissent supposer qu'un paramètre qui régit la criticité du système est le produit des deux, c'est-à-dire la vitesse de glissement V_{gliss}. La puissance dissipée dans le contact, qui correspond au produit de cette vitesse par la pression, est d'ailleurs régulièrement utilisée dans l'industrie comme critère d'endommagement (cf partie I, chapitres 1 et 2). Les lignes d'iso-vitesse de glissement sont tracées sur chacune des trois

cartes (Figure II.21) : on remarque effectivement qu'elles épousent sensiblement les limites des domaines de comportement, sauf pour les conditions extrêmes de forts taux de glissement et fortes vitesses de roulement.
D'une manière générale, pour une même vitesse de glissement, le comportement est plus stable pour des faibles vitesses de roulement, sauf pour des très fortes pressions de contact. En première approche, l'utilisation d'un critère d'endommagement basé sur la puissance dissipée n'est donc pas complètement pertinente.

2 Cinématique alternée

Lors du va et vient de l'écrou sur la vis, un même élément du profil de la vis est successivement sollicité en roulement et en glissement dans des sens opposés. Le tribomètre permet de reproduire ce type de cinématique en imposant un taux de glissement fixe et en inversant la vitesse de rotation du disque à intervalle de cycles donné.

Des essais ont donc été réalisés en roulement/glissement alterné, avec une inversion tous les 2000 cycles. Les mesures de frottement sont présentées en Figure II.22.

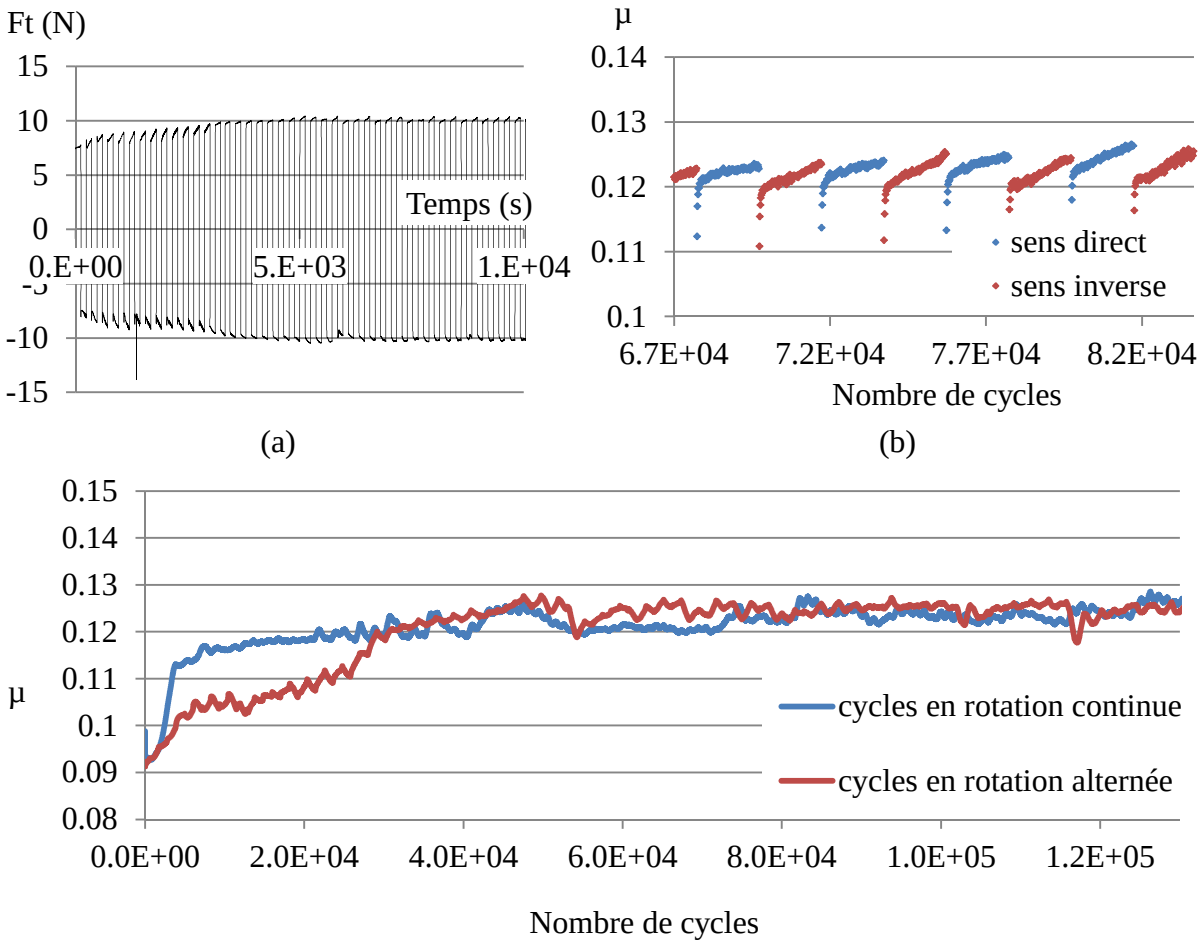


Figure II.22. Mesures de frottement en roulement et glissement alternés (80 N, ± 1 m/s, ± 8 %) : (a) mesures brutes de F_t sur le début de l'essai ; (b) calculs de μ séparés pour les sens direct et inverse de roulement et de glissement, sur une partie de l'essai ; (c) évolutions comparées du coefficient de frottement en cycles alternés et continus après lissage (80 N, 1 m/s, 8 %).

La Figure II.22.a présente l'évolution de l'effort tangentiel mesuré en fonction du temps, qui varie entre des valeurs positives et négatives selon le sens de rotation. La Figure II.22.b présente une petite partie de l'évolution du coefficient de frottement issu de cette mesure de F_t, tracée cette fois-ci en fonction du nombre de cycles (i.e. du nombre de rotations du disque, quel que soit le sens de rotation). On visualise alors les inversions de sens de rotation tous les 2000 cycles. Ces valeurs de coefficient de frottement dans les deux sens (rouges et bleues) sont assemblées puis lissées, et présentées pour tout l'essai par la courbe rouge sur la Figure II.22.c. Elle est comparée à celle d'un essai en cycles continus dans les mêmes conditions (courbe bleue sur la Figure II.22.c). Le coefficient de frottement en cycles alternés (Figure II.22.c) montre une évolution moins directe que celle en cycles continus vers le coefficient stabilisé entre 0.12 et 0.13, typique du régime sous-alimenté.

Les observations réalisées pendant l'essai (Figure II.23) montrent en effet qu'à chaque inversion, la graisse reprend la disposition habituelle à savoir un bourrelet qui s'appauvrit progressivement à l'entrée du glissement (côté gauche sur Figure II.23.a et côté droit sur la Figure II.23.b), et une accumulation de graisse en sortie de glissement. On pourrait supposer que la graisse déportée d'un côté de la piste soit re-transférée quand le glissement change de sens, mais il apparaît que la quantité globale de graisse aux abords de la trace diminue malgré tout, et les films réalisés en superposant uniquement les clichés correspondant à un même sens de glissement sont similaires à ceux réalisés en rotation continue. En fin d'essai ($2.5.10^5$ cycles), la disposition de la graisse correspond au profil sous-alimenté avec une bande irisée (cf Figure II.12.f) de chaque côté de la trace (Figure II.23.c).

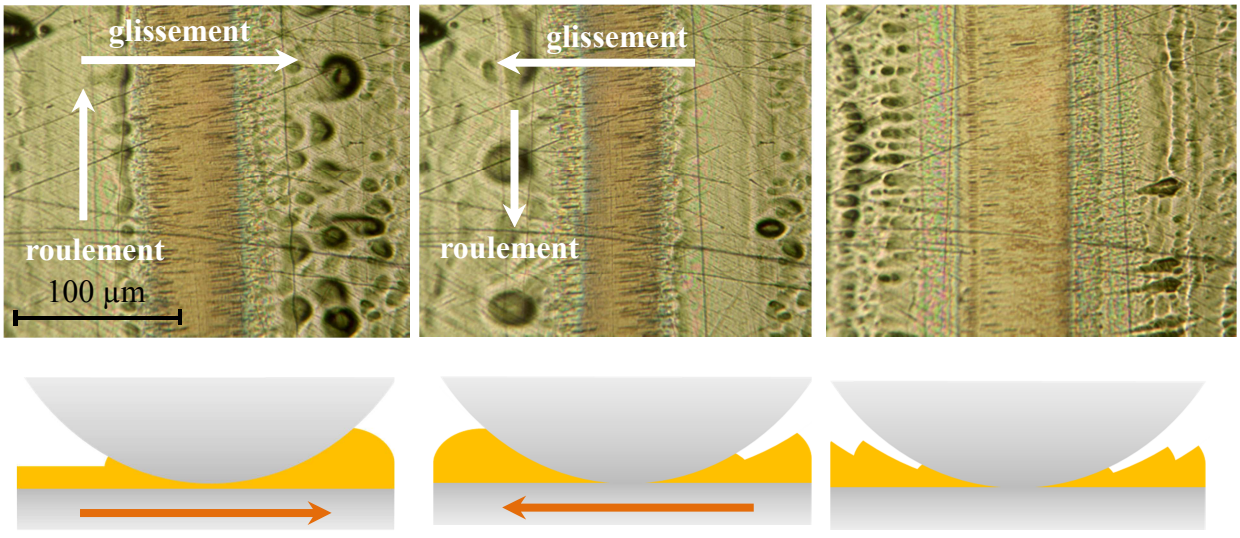


Figure II.23. Observations et illustrations de la piste graissée sur le disque en rotations alternées : (a) après 2.10^3 cycles en sens normal ; (b) après 2.10^3 cycles en sens inverse ; (c) à $2.5.10^5$ cycles au total.

Il semble donc que la graisse est tassée sur les bords de la piste et qu'une inversion du sens de glissement ne permet pas de faire recirculer complètement la graisse dans l'autre sens. A terme, on retrouve une zone appauvrie à l'entrée du glissement de chaque côté de la trace. Le résultat sur la piste est donc le même qu'en rotation continue. L'instauration de cycles alternés a pour seule influence de rallonger l'étape de suralimentation transitoire initiale (cf début des courbes rouges et bleues sur la Figure II.22.c). Le comportement du contact en régime sous-alimenté reste identique à celui présenté dans les paragraphes précédents.

3 Propriétés et mise en œuvre de la graisse

3.1 Epaisseur initiale

Les essais présentés jusqu'ici ont tous été effectués avec une couche de graisse d'environ 50 µm déposée avec le processus de raclage présenté dans le chapitre précédent. L'intérêt était de s'affranchir de ce paramètre qui régit la quantité disponible de lubrifiant.
A titre de comparaison, des expériences ont été réalisées dans des conditions d'essais supposées garantir une sous-alimentation stable sur les cartes d'endommagement (80 N, 0.5 m/s, 5 %), mais avec une épaisseur initiale de graisse plus fine, simplement déposée avec un papier (le dispositif de raclage n'est pas suffisamment précis pour déposer des épaisseurs très faibles). On observe alors un comportement qui tend rapidement vers la sous-alimentation instable (courbe rouge sur la Figure II.15), même pour des faibles sollicitations. Au bout de quelques dizaines de milliers de cycles, on retrouve la coloration noire parsemée de traces d'adhésion (Figure II.24), typique du régime instable.

En travaillant à l'inverse avec des épaisseurs plus grandes que 50 µm (100 µm, 500 µm), la seule différence observée est un régime suralimenté plus long, puisque le bourrelet de gauche est plus volumineux et nécessite donc plus de cycles pour être transféré de l'autre côté.
L'épaisseur initiale de graisse conditionne donc à la fois la durée du régime visqueux et l'épaisseur de graisse résiduelle à gauche (Figure II.14.c) qui alimente le contact en huile de base pendant la sous-alimentation. Si cette quantité n'est pas suffisante, l'épaisseur du film dans le contact décroît trop rapidement et entraîne l'instabilité avant qu'un film protecteur ait eu le temps de se former. Il est donc probable que les cartes présentées précédemment ne soient plus valables en dessous d'une certaine épaisseur initiale de graisse.

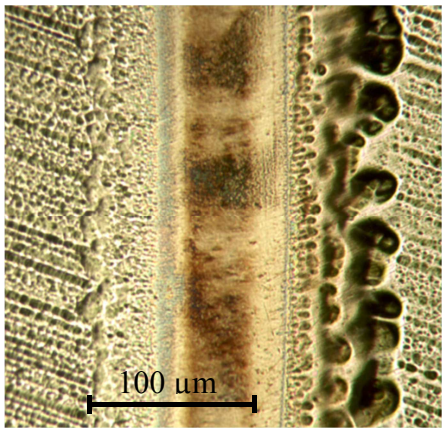


Figure II.24. Observation de la piste sur le disque à 6.10^4 cycles,
avec une faible épaisseur initiale de graisse (80 N, 0.5 m/s, 5 %).

3.2 Propriétés de la graisse

Les mécanismes de lubrification font intervenir la rhéologie de la graisse elle-même et de l'huile de base. Une modification des propriétés de ces deux éléments est donc susceptible de modifier le comportement global. Des essais à 80 N, 0.5 m/s, 5 % ont été réalisés avec la graisse AEROSHELL®7 dont l'huile de base est trois fois moins visqueuse que celle de l'AEROSHELL®22 (cf Tableau II.1, 10 mm²/s contre 30 mm²/s à 40°C). La Figure II.25 présente les évolutions comparées du coefficient de frottement pour les deux graisses, avec

une même épaisseur initiale. Le régime de sous-alimentation est atteint plus rapidement pour l'AEROSHELL®7. Le coefficient de frottement est moins stable et atteint des valeurs plus élevées que pour l'AEROSHELL®22.

Les films image par image montrent effectivement que la graisse autour de la piste évolue très rapidement vers un régime sous-alimenté et que l'huile de base, plus fluide que pour l'AEROSHELL®22, diffuse en continu sur la piste (Figure II.26). Ce type de comportement est cohérent avec le fait que l'AEROSHELL®22 est plus adaptée aux fortes charges que l'AEROSHELL®7 [II.35]. En conclusion, il semble que, dans les conditions sévères étudiées ici, il est préférable d'utiliser une graisse semi-rigide et contenant une huile de base de viscosité élevée.

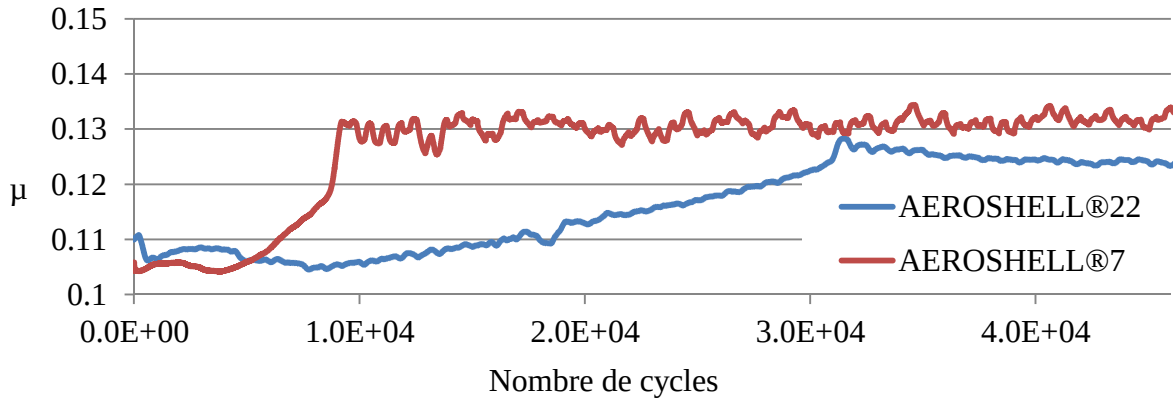


Figure II.25. Evolutions comparées du coefficient de frottement pour deux graisses, AEROSHELL®22 et AEROSHELL®7 (80 N, 0.5 m/s, 5 %).

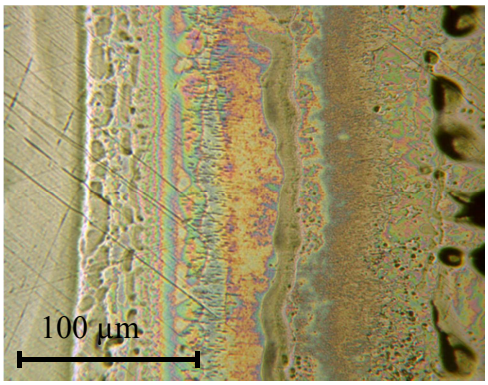


Figure II.26. Observation de la piste sur le disque à 5.10^4 cycles, avec l'AEROSHELL®7 (80 N, 0.5 m/s, 5 %).

4 Influence de l'état de surface

La majeure partie des essais a été réalisée avec des surfaces polies de façon à s'affranchir de l'effet de la rugosité. Dans la VAR, la rugosité initiale des filets est assez élevée (Ra = 0.4 µm), mais un rodage préliminaire permet théoriquement de l'abaisser. On peut cependant s'interroger sur l'influence de la rugosité, en dehors de la piste rodée, sur les mécanismes d'alimentation depuis les bourrelets latéraux.
Des essais à 80 N, 0.5 m/s, 5 % ont été menés avec deux surfaces brutes de rectification (galet et disque, Ra ~ 0.4 µm) pour étudier cet aspect. L'évolution du coefficient de frottement est

comparée à celle d'un même essai sur surface polie (Figure II.27). Une fois le régime suralimenté terminé, le frottement augmente très rapidement jusqu'à des valeurs élevées (0.14 – 0.15, l'essai est alors arrêté), tandis que, pour une surface lisse, cette montée est plus progressive et le coefficient se stabilise à des valeurs plus faibles. L'observation de la piste (Figure II.28) montre un lissage de la piste dès les premiers cycles. Elle met ensuite en évidence une disparition très rapide du bourrelet gauche, puis une forte activité réactionnelle (couches noires et micro-adhésion), tandis que, pour la surface polie, dans ces conditions, la tribochimie est inexistante. Ce type de faciès est relativement semblable à celui observé sur les vis à rouleaux (cf partie I).

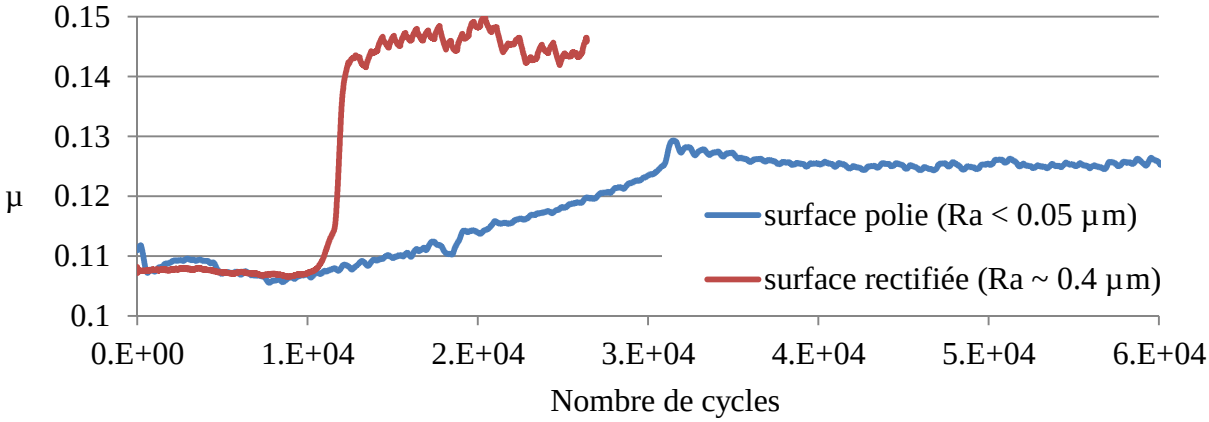
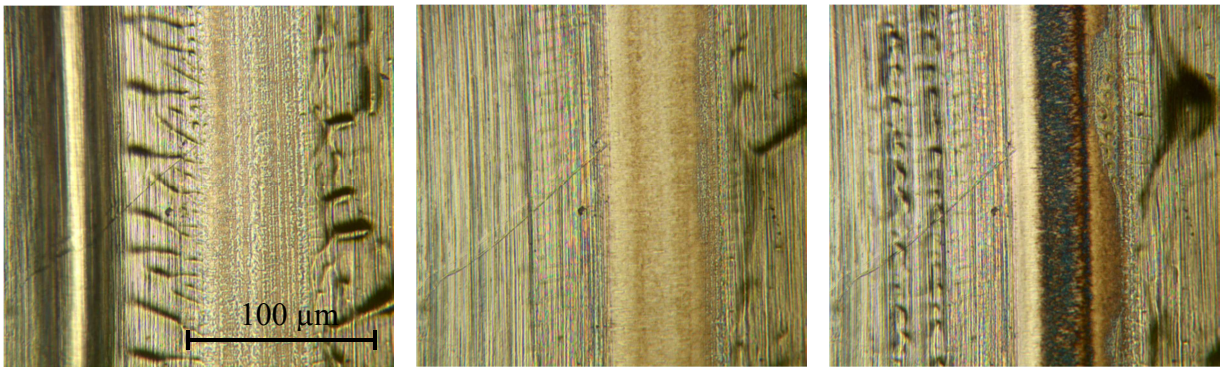


Figure II.27. Evolutions comparées du coefficient de frottement pour deux états de surface (80 N, 0.5 m/s, 5 %).



(a) (b) (c)

Figure II.28. Evolution de la piste pour des surfaces rectifiées (80 N, 0.5 m/s, 5 %) : (a) 5.10^3 cycles ; (b) 10^4 cycles ; (c) $2.5.10^4$ cycles.

La rugosité semble donc jouer sur deux aspects :

- elle augmente les contraintes locales et favorise un film lubrifiant mince et une activité tribochimique accrue,
- elle permet visiblement un transport plus important de la graisse et un assèchement rapide du réservoir gauche, et elle limite aussi peut-être la diffusion d'huile vers la piste en régime sous-alimenté.

5 Conclusions

Une étude quantitative a permis de visualiser l'influence des conditions de sollicitations (pression, vitesse, taux de glissement) sur la sévérité de la sous-alimentation. Les résultats sont présentés sous forme de cartes. Celles-ci confirment tout d'abord qu'en l'absence de glissement, le système se comporte de façon optimale, y compris pour des pressions et des vitesses de roulement élevées. L'instauration d'un taux de glissement non nul, même très faible (~1 %), altère la disposition de la graisse autour du contact et favorise à la fois l'endommagement et l'activité réactionnelle. Les conditions d'équilibre entre formation et abrasion du tribofilm en fonction des valeurs de pression, de vitesse et de taux de glissement sont représentées sur les cartes d'endommagement. Elles mettent en évidence la dégradation de cet équilibre avec l'augmentation de la pression et/ou de la vitesse de roulement, et montrent également que cette dégradation n'est pas exactement directement liée à l'augmentation de la vitesse de glissement.

Pour se rapprocher de la cinématique en roulement/glissement alterné du contact réel, des essais supplémentaires ont été réalisés en inversant périodiquement les sens de roulement et de glissement. Ces essais montrent que le système tend malgré tout vers un régime sous-alimenté identique à celui des essais en rotation continue, mais que la phase de suralimentation qui précède est plus longue.

L'étude quantitative utilise des éprouvettes polies et une épaisseur initiale de graisse élevée et identique pour tous les essais. Pour des épaisseurs trop faibles, le système tend rapidement vers une sous-alimentation sévère, qui ne permet pas la mise en place de l'équilibre entre formation et usure du tribofilm, et qui précipite l'apparition de zones d'adhésion.
Des essais réalisés avec une graisse moins visqueuse ont mis en évidence une déstructuration plus rapide du bourrelet de graisse, et donc une précipitation du régime sous-alimenté. La faible viscosité induit par la suite un débit instable d'huile de base vers la piste, ce qui détériore la stabilité du régime sous-alimenté.
Enfin, pour des surfaces non polies (brutes de rectification), la rugosité est rapidement atténuée par déformation plastique sur la largeur du contact de Hertz, mais il semble qu'elle ralentit les mécanismes d'alimentation depuis le côté de la piste, et favorise ainsi un régime de sous-alimentation instable.

CHAPITRE II.4 Implications sur le dimensionnement

Ce chapitre présente les implications des résultats expérimentaux, présentés en chapitres II.2 et 3, sur les choix de dimensionnement des vis à rouleaux dans les actionneurs électromécaniques.

1 Choix du pas de vis

Dans le dimensionnement d'un actionneur, les caractéristiques de la VAR sont définies pour supporter une charge F donnée, qui peut varier pendant l'extension, et se déployer à une vitesse V_{ax}. On a vu dans la partie I que cette vitesse de déplacement axial de l'écrou correspond directement à la vitesse de glissement au contact (équation II.6), et que, pour un rayon de vis donné, plus le pas de vis est grand, plus le taux de glissement est important (équation II.7). En reprenant par exemple la carte à 180 N établie au chapitre II.3 (Figure II.29), il est alors possible de relier directement le taux de glissement au pas de vis, et les lignes d'iso vitesse de glissement à la vitesse d'extension V_{ax} : pour une vitesse V_{ax} donnée, le régime de sous-alimentation est plus stable pour les hauts taux de glissement et les faibles vitesses de roulement, c'est-à-dire pour les pas de vis importants. L'utilisation de pas de vis plus fins implique à l'inverse un taux de glissement plus faible, mais également une vitesse de rotation ω_{vis} et donc de roulement V_{roul} plus élevées (équation II.8), ce qui correspond à des régimes de sous-alimentation plus sévères. Par ailleurs, on a vu en partie I que le choix d'un pas de vis fin implique une multiplication du nombre de contacts. Il parait donc préférable de choisir un pas de vis plus grand, où le nombre de contacts est réduit et où les surfaces sont moins susceptibles de s'endommager.

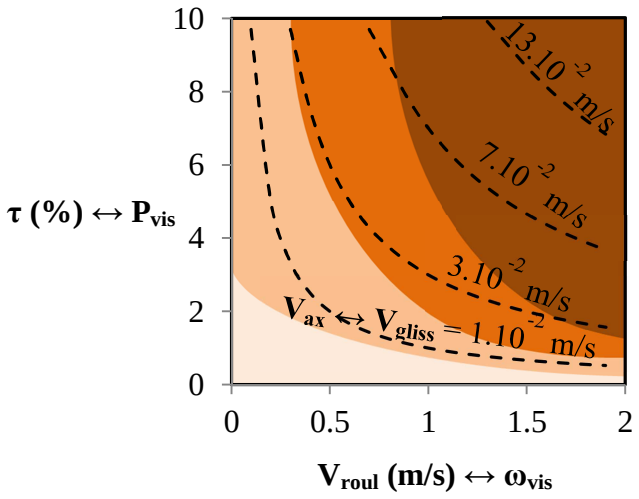


Figure II.29. Carte d'instabilité du régime sous-alimenté à 180 N.

$$V_{gliss} = V_{ax} \cdot \cos\beta \qquad \text{Eq II.6}$$

$$\tau = \frac{\cos\beta}{\pi} \frac{P_{vis}}{R_{vis}} \left(1 - \frac{1}{N_e}\right) \qquad \text{Eq II.7}$$

$$V_{roul} = R_{vis} \cdot \omega_{vis} \cdot \frac{(R_{vis} + 2.R_{rouleau})}{2\,(R_{vis} + R_{rouleau})} \qquad \text{Eq II.8}$$

Les aspects thermiques plaident également en faveur des grands pas de vis. On a vu en partie I que, pour une charge F et une vitesse V_{ax} données, la puissance dissipée totale dans le système est théoriquement indépendante du pas de vis. Il a toutefois été constaté lors d'essais d'endurance sur des VAR complètes au sein de SAFRAN, que l'échauffement de l'écrou est nettement plus important pour les VAR à pas fin, ce qui peut être relié à la vitesse de rotation élevée qui favorise malgré tout un échauffement global du composant, ainsi qu'à la densité de contacts : l'évacuation thermique est en effet plus aisée pour une VAR à grand pas où les

contacts sont moins nombreux et plus espacés. Par ailleurs, un des principaux inconvénients de la graisse est sa faible capacité à évacuer la chaleur. Il paraît donc risqué d'utiliser la graisse à des vitesses importantes.

2 Pression de contact

Les cartes d'endommagement ont montré que les domaines de comportement stable sans endommagement sont très réduits pour des fortes pressions. A 4 GPa de pression maximale (Figure II.21.c), l'existence de ces domaines n'est possible que pour des vitesses de glissement très faibles qui, en pratique, sont incohérentes avec les applications visées.
Par conséquent, plus la pression de contact est importante et plus il est conseillé d'utiliser des vitesses de glissement faibles, avec préférentiellement des pas de vis importants. La Figure II.29 montre que pour éviter l'endommagement à 3.5 GPa de pression maximale dans le contact, les vitesses de glissement ne doivent pas dépasser 10 à 20 mm/s, ce qui correspond à une vitesse d'extension axiale de l'écrou V_{ax} entre 12 et 26 mm/s.

3 Etat de surface

Il est nécessaire de privilégier une surface la plus lisse possible. Il paraît même surprenant que la rugosité des vis à rouleaux soit si élevée, compte tenu des vitesses de glissement inhérentes à leur géométrie. Les surfaces de pièces de roulement plus courantes (vis à billes, roulement à billes ou à rouleaux) sont habituellement nettement moins rugueuses, alors qu'elles présentent des glissements beaucoup moins importants.

De plus, la rugosité des filets est indépendante de la taille du pas de vis. Or, plus le pas de vis est fin, plus les ellipses de contact sont petites, et plus l'impact de la rugosité est important. Cet aspect constitue donc un autre élément contre l'utilisation des faibles pas de vis.

4 Type de graisse et mise en œuvre

La graisse est très utilisée dans les mécanismes de roulement parce qu'elle reste en place une fois que le mouvement cyclique a commencé. D'ailleurs, les essais sur tribomètre ont montré que, sans glissement transverse, c'est-à-dire dans une configuration proche du roulement à bille classique, la disposition de la graisse autour du contact n'évolue pas, ce qui favorise une lubrification stable.

Cette disposition n'a encore jamais été modélisée pour la VAR, et elle est difficile à anticiper étant donnée la géométrie complexe des filets. Une expérience simple d'allers et retours sur une VAR au LTDS a montré que le surplus de graisse avait toutefois tendance à s'accumuler au niveau des extrémités des rouleaux, probablement du fait du mouvement axial de l'écrou. On pourrait donc préconiser l'utilisation d'une graisse suffisamment visqueuse pour garantir sa présence en quantité suffisante sur les filets, malgré son éjection progressive.

Il serait aussi possible d'envisager une géométrie d'écrou, ou de denture, permettant la recirculation de la graisse lors des changements de direction de l'écrou. Cela permettrait par exemple de favoriser le phénomène de re-lubrification partielle présenté au chapitre II.2, 5.5.

5 Prédiction de l'endommagement

En comparant les résultats en contact sec de la partie I et les résultats en contact graissé de la partie II, il apparaît que l'endommagement par usure adhésive est du même type, mais que l'utilisation de graisse permet de ralentir voire d'adoucir son apparition et son importance. Il semble possible d'anticiper la sévérité de cette usure avec les cartes d'endommagement, mais il est n'est pas possible de modéliser la cinétique de son apparition compte tenu de l'aspect aléatoire et non répétable de l'évolution des régimes d'alimentation du contact. Par ailleurs, il a été constaté que l'apparition de traces d'adhésion sur la piste n'entraîne pas nécessairement une augmentation nette du coefficient de frottement. Il peut donc s'avérer compliqué de détecter un début d'usure en surveillant seulement le couple résistant sur la vis.
On peut donc prévoir globalement la tendance à l'endommagement d'un design de VAR, mais on ne peut pas prédire à coup sur sa cinétique.

6 Conclusions

La lubrification à la graisse ne semble adaptée aux VAR que dans certaines conditions de pression, de vitesse de rotation de la vis, de pas de vis, d'état de surface, et de propriétés de la graisse. Si ces conditions ne sont pas réunies, le système peut atteindre plus ou moins rapidement un régime de lubrification sévère, au cours duquel une usure adhésive peut avoir lieu. En particulier, il est apparu que plus le pas de la vis est faible, plus ce type de régime est susceptible d'être atteint.
Par ailleurs, l'évolution des régimes de lubrification à la graisse est difficile à prédire, de même que l'apparition d'endommagement. Il a été montré que les critères habituels de grippage pour les pièces de roulement ne sont pas tout à fait adaptés aux contacts en roulement/glissement transverse constitutifs de la VAR.
Il serait donc pertinent d'étudier des solutions de protection alternatives qui permettraient de modéliser plus précisément la durée de vie avant grippage.

Références

[II.1] **T. Mang, W. Dresel,** *Lubricants and lubrication*, John Wiley & Sons, 2007.

[II.2] **V. Stepina, V. Vesely,** *Lubricants and Special Fluids*, Elsevier, 1992.

[II.3] **H. Renondeau,** *Evolution des propriétés tribologiques et physico-chimiques d'une graisse polyurée dans un roulement à billes de roue*, Thèse Ecole Centrale de Lyon, 2004.

[II.4] **W. H. Dresel, R. P. Heckler**, *Some aspects of tomorrow's greases*, NLGI Spokesman, vol. 58, n°1, p. 17–24, 1994.

[II.5] **B. Jacobson,** *The Stribeck memorial lecture*, Tribol. Int., vol. 36, n°11, p. 781–789, 2003.

[II.6] **H. Åström, O. Isaksson, E. Höglund,** *Video recordings of an EHD point contact lubricated with grease*, Tribol. Int., vol. 24, n°3, p. 179–184, 1991.

[II.7] **D. Dowson,** *Elastohydrodynamic and micro-elastohydrodynamic lubrication*, Wear, vol. 190, n°2, p. 125–138, 1995.

[II.8] **P. M. Cann, H. A. Spikes, J. Hutchinson,** *The development of a spacer layer imaging method (SLIM) for mapping elastohydrodynamic contacts*, Tribol. Trans., vol. 39, n°4, p. 915–921, 1996.

[II.9] **J. Halme, P. Andersson,** *Rolling contact fatigue and wear fundamentals for rolling bearing diagnostics – state of the art*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol., vol. 224, n°4, p. 377–393, 2010.

[II.10] **B. Jacobson,** *Mixed lubrication*, Wear, vol. 136, n°1, p. 99–116, 1990.

[II.11] **H. Spikes, A. Olver,** *Basics of mixed lubrication*, Lubr. Sci., vol. 16, n°1, p. 1–28, 2003.

[II.12] **F. P. Bowden, D. Tabor,** *The friction and lubrication of solids*, Clarendon . Oxford, 1950.

[II.13] **B. Hamrock, D. Dawson,** *Ball bearing lubrication*, John Wiley & Sons, 1981.

[II.14] **J. Hamrock, S. R. Schmid, B. Jacobson,** *Fundamentals of fluid film lubrication*, CRC Press, 2004

[II.15] **P. M. E. Cann, B. Damiens, A. A. Lubrecht,** *The transition between fully flooded and starved regimes in EHL*, Tribol. Int., vol. 37, n°10, p. 859–864, 2004.

[II.16] **Y. P. Chiu,** *An Analysis and Prediction of Lubricant Film Starvation in Rolling Contact Systems*, A S L E Trans., vol. 17, n°1, p. 22–35, 1974.

[II.17] **L. D. Wedeven, D. Evans, A. Cameron,** *Optical Analysis of Ball Bearing Starvation*, Nasa T M X-52869, 1970.

[II.18] **F. Chevalier, A. A. Lubrecht, P. M. E. Cann, F. Colin, G. Dalmaz,** *Film Thickness in Starved EHL Point Contacts*, J. Tribol., vol. 120, n°1, p. 126–133, 1998.

[II.19] **F. Chevalier, A. A. Lubrecht, P. M. E. Cann, F. Colin, G. Dalmaz,** *Starvation Phenomena in E.H.L. Point Contacts: Influence of Inlet Flow Distribution*, Tribology Series, vol. 31, p. 213–223, 1996.

[II.20] **P. M. E. Cann, F. Chevalier, A. A. Lubrecht,** *Track Depletion and Replenishment in a Grease Lubricated Point Contact: A Quantitative Analysis*, Tribology Series, vol. 32, p. 405–413, 1997.

[II.21] **P. M. E. Cann,** *Thin-film grease lubrication*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol., vol. 213, n°5, p. 405–416, 1999.

[II.22] **P. M. E. Cann,** *Starved Grease Lubrication of Rolling Contacts*, Tribol. Trans., vol. 42, n°4, p. 867–873, 1999.

[II.23] **N. A. Scarlett,** *Use of grease in rolling bearings*, Proc. Inst. Mech. Eng., vol 182 (3A), p. 585–593, 1967.

[II.24] **I. Couronné-Darrak**, *Etude expérimentale du comportement de graisses lubrifiantes pour roulements à billes*, Thèse INSA de Lyon, 2000.

[II.25] **B. Damiens, A. A. Lubrecht, P. M. E. Cann,** *Influence of Cage Clearance on Bearing Lubrication*, Tribol. Trans., vol. 47, n°1, p. 2–6, 2004.

[II.26] **P. M. E. Cann, A. A. Lubrecht**, *The effect of transient loading on contact replenishment with lubricating greases*, Transient Processes in Tribology, Proceedings of the 30th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, vol. 43, p. 745–750, 2003.

[II.27] **H. Åström, J. O. Östensen, E. Höglund,** *Lubricating grease replenishment in an elastohydrodynamic point contact*, J. Tribol., vol. 115, n°3, pp. 501–506, 1993.

[II.28] **P. Eriksson, V. Wikström, R. Larsson,** *Grease soap particles passing through an elastohydrodynamic contact under side slip conditions*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol., vol. 214, n°4, pp. 317–325, 2000.

[II.29] **J.-S. Mérieux, S. Hurley, A. A. Lubrecht, P. M. E. Cann,** *Shear-degradation of grease and base oil availability in starved EHL lubrication*, Tribology Series, vol 38, p. 581-588, 2000.

[II.30] **B. Jacod, F. Pubilier, P. M. E. Cann, A. A. Lubrecht**, *An analysis of track replenishment mechanisms in the starved regime*, Tribology Series, vol 36, p. 483-192, 1999.

[II.31] **H. Baly, G. Poll, P. M. E. Cann, A. A. Lubrecht**, *Correlation between model test devices and full bearing tests under grease lubricated conditions*, Solid Mech. its Appl., vol. 134, pp. 229–240, 2006.

[II.32] **J. M. Georges**, *Frottement, usure et lubrification*, Evrolles. 2000.

[II.33] **J. M. Martin, C. Grossiord, Th. Le Mogne, J. Igarashi**, *Role of nitrogen in tribochemical interaction between ZnDTP and succinimide in boundary lubrication*, Tribol. Int., vol. 33, n°7, pp. 453–459, Jul. 2000.

[II.34] **M. Méheux, C. Minfray, F. Ville, Th. Le Mogne, A. A. Lubrecht, J. M. Martin, H. P. Lieurade,** *Influence of slide-to-roll ratio on tribofilm generation*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol., vol. 222, n°3, pp. 325–334, 2008.

[II.35] The AEROSHELL Book, SHELL®, 2003

[II.36] Document technique SHELL®, *AEROSHELL Grease 22*.

[II.37] Document technique SHELL®, *AEROSHELL Grease 7*

[II.38] **R. Larsson**, *Lubricant replenishment in the vinicity of an EHD contact*, Thèse Lulea University of Technology, 1996.

[II.39] **G. W. Stachowiak, A. W. Batchelor**, *Engineering tribology*, Elsevier, 2006.

[II.40] **A. G. Papay, E. Petroleum,** *Antiwear and extreme-pressure additives in Lubricants*, Lubrication Science, vol 10, 3, p. 209-224,1998.

PARTIE III

Etude d'une solution tribologique : revêtement WC/C

La partie II a montré que la lubrification à la graisse présente plusieurs inconvénients quant à son utilisation dans les VAR. En particulier, les caractéristiques du contact en roulement et glissement transverse peuvent générer dans certains cas des régimes de fonctionnement menant à une usure adhésive difficile à anticiper et à quantifier. L'utilisation d'un revêtement de protection à l'usure supplémentaire, ou à la place de la graisse, pourrait permettre d'améliorer la maîtrise de la durée de vie des pièces en contact avant grippage.

Cette partie est consacrée à l'étude du comportement du revêtement Balinit®C produit par Oerlikon-Balzers, dans les conditions de contact représentatives de la VAR. Le chapitre III.1 passe en revue les différents revêtements existants adaptés à ce type d'application, et apporte des détails sur le revêtement WC/C sélectionné. Le chapitre III.2 présente en détail les phases d'accommodation et de fonctionnement stationnaire d'un contact revêtu, sans graisse. Le chapitre III.3 est consacré à l'étude des différents modes d'endommagement du revêtement dans ce contact, et à l'influence des conditions opératoires sur le mode et la cinétique d'endommagement. Le chapitre III.4 présente l'étude du contact revêtu et lubrifié à la graisse. Enfin, le chapitre III.5 synthétise les implications des résultats expérimentaux obtenus sur le design des VAR.

CHAPITRE III.1 CHOIX D'UN REVETEMENT ANTI-GRIPPAGE : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE 103

1 INTRODUCTION 103

2 REVETEMENTS TRIBOLOGIQUES : REVUE DE L'EXISTANT 104

2.1 TYPES DE REVETEMENTS 104
2.2 REVETEMENTS DURS COMPOSITES 105

3 REVETEMENT MULTICOUCHES WC/C 107

3.1 PROCEDE DE DEPOT 107
3.2 STRUCTURE DU DEPOT 107
3.3 FONCTIONNEMENT ET MODES D'ENDOMMAGEMENT 108

4 CONCLUSIONS 109

CHAPITRE III.2 MECANISMES DE FONCTIONNEMENT DU REVETEMENT WC/C 111

1 PROTOCOLE EXPERIMENTAL 111

1.1 ETUDE DU CONTACT SEC OU GRAISSE 111
1.2 CHOIX DE LA SURFACE A REVETIR 111
1.3 ETAT DE SURFACE DES ECHANTILLONS 111

2 ETAPES GENERALES DE FONCTIONNEMENT DU REVETEMENT 112

3 ACCOMMODATION ET COMPORTEMENT STATIONNAIRE DU REVETEMENT 113

3.1 FORMATION D'UN FILM DE TRANSFERT 113
3.2 COMPORTEMENT DU REVETEMENT A L'ECHELLE ATOMIQUE 116

4 INFLUENCE DES CONDITIONS OPERATOIRES SUR L'ACCOMMODATION ET LA PHASE STATIONNAIRE 119

4.1 FROTTEMENT DE DEUX SURFACES REVETUES WC/C – WC/C 119
4.2 INFLUENCE DE L'ENVIRONNEMENT 120
4.3 INFLUENCE DE LA RUGOSITE DU SUBSTRAT 122
4.4 INFLUENCE DE LA PRESSION DE CONTACT 123
4.5 INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROULEMENT 124
4.6 INFLUENCE DU TAUX DE GLISSEMENT 124

5 CONCLUSIONS 127

CHAPITRE III.3 MECANISMES D'ENDOMMAGEMENT DU REVETEMENT WC/C 129

1 ENDOMMAGEMENT PAR USURE ABRASIVE 129

1.1 OBSERVATIONS EXPERIMENTALES 129
1.2 SYNTHESE SUR LES MECANISMES D'ABRASION 132

2 ENDOMMAGEMENT PAR FATIGUE 133

2.1 OBSERVATIONS EXPERIMENTALES 133
2.2 ORIGINE DE LA FISSURATION 134
2.3 ZONE D'AMORÇAGE DES FISSURES 135
2.4 MECANISMES DE PROPAGATION DES FISSURES 136
2.5 COMPORTEMENT DU REVETEMENT FISSURE 137
2.6 CONCLUSIONS 141

3 INFLUENCE DES CONDITIONS OPERATOIRES SUR L'ENDOMMAGEMENT 143

3.1 INFLUENCE DES CONDITIONS OPERATOIRES SUR LE MODE D'ENDOMMAGEMENT 143
3.2 INFLUENCE DES CONDITIONS OPERATOIRES SUR LA CINETIQUE D'ABRASION 146
3.3 INFLUENCE DES CONDITIONS OPERATOIRES SUR LA CINETIQUE DE FISSURATION 149

4 INFLUENCE D'AUTRES PARAMETRES SUR L'ENDOMMAGEMENT 152

4.1 CHOIX DE LA SURFACE REVETUE 152
4.2 RUGOSITE DU SUBSTRAT 153
4.3 TYPE DE REVETEMENT 154
4.4 CINEMATIQUE ALTERNEE 157

5 CONCLUSIONS SUR L'ENDOMMAGEMENT 159

CHAPITRE III.4 COMPORTEMENT DU REVETEMENT EN CONTACT GRAISSE 161

1 SURFACE POLIE 161

2 SURFACE RUGUEUSE 163

3 CONCLUSIONS 164

CHAPITRE III.5 IMPLICATIONS SUR LE DIMENSIONNEMENT 165

1 CONDITIONS D'UTILISATION OPTIMALES DU REVETEMENT 165

1.1 RODAGE AVANT MISE EN SERVICE 165
1.2 ETAT DE SURFACE 165
1.3 CHOIX DE LA PIECE A REVETIR 165
1.4 PRESSION ET CISAILLEMENT MAXIMAUX 166

2 ENDOMMAGEMENT DU REVETEMENT 166

2.1 CHOIX DU PAS DE VIS 166
2.2 CHOIX DU REVETEMENT 167

3 LUBRIFICATION SUPPLEMENTAIRE 167

4 CONCLUSIONS 167

REFERENCES 168

CHAPITRE III.1 Choix d'un revêtement anti-grippage : analyse bibliographique

L'objectif de ce chapitre est d'établir une revue synthétique des différents types de revêtements envisageables, et d'en identifier un ou plusieurs pour l'étude expérimentale. On présentera principalement les revêtements de type couche mince, et en particulier le revêtement composite multicouche WC/C.

1 Introduction

La partie précédente a mis en évidence les difficultés qu'il peut y avoir à étudier et anticiper la lubrification d'un contact en roulement/glissement avec de la graisse. D'autres problématiques, notamment environnementales, liées aux lubrifiants préoccupent le monde de l'industrie. En outre, le remplacement des actionneurs hydrauliques par des actionneurs électriques est, en partie, motivé par des contraintes environnementales comme celles de la réglementation REACH [III.1]. Une étude montre qu'en Europe, 2.5 millions de tonnes de lubrifiant usagé sont rejetées chaque année dans la nature [III.2].

Ce contexte a favorisé ces dernières années l'émergence de technologies de traitement de surface, dont l'objectif est de développer des revêtements capables de remplacer la lubrification liquide dans ses différents rôles comme la protection contre l'usure, le faible frottement, ou la protection contre l'oxydation. La qualification de nouveaux revêtements est également motivée par le remplacement de certains traitements tribologiques largement employés comme le chromage dur, qui utilisent des constituants polluants [III.3]. Enfin, d'autres revêtements de lubrification solide ont été développés auparavant dans le cadre d'applications fonctionnant dans le vide poussé (applications spatiales [III.4]).

Le nature et les performances des traitements de surface sont aussi variés que leurs techniques de dépôt. Il existe plusieurs façons de fonctionnaliser les surfaces. On distingue principalement :
- les traitements de modifications structurales comme les traitements thermiques ou mécaniques de durcissement,
- les traitements thermochimiques de diffusion d'éléments en surface,
- les traitements de conversion qui génèrent une couche de combinaison chimique entre le substrat et un réactif,
- les dépôts en surface par voie humide ou voie sèche.

Le choix du traitement est en partie guidé par les contraintes liées au procédé : l'altération de la structure en surface peut avoir un impact sur les propriétés de la pièce. En particulier, dans les pièces de roulement comme les VAR où des traitements thermiques sont déjà effectués pour garantir une dureté élevée en surface et une microstructure adaptée à la fatigue de roulement, un traitement supplémentaire peut modifier la microstructure et détériorer les propriétés mécaniques.

Dans le cadre d'un traitement permettant simplement de remplacer la lubrification, il paraît plus judicieux de recourir à un revêtement qui ne modifie pas la structure de la pièce. Par ailleurs, il a été mis en évidence en partie I que, dans notre cas, la résistance à l'usure adhésive ne dépend pas de la microstructure, et que seule la présence d'un corps protecteur entre les aciers permet d'éviter le grippage.

La suite de l'étude se concentrera sur le choix d'une solution tribologique basée sur un revêtement, et sur l'analyse de son comportement et de son endommagement.

2 Revêtements tribologiques : revue de l'existant

D'un point de vue tribologique, les fonctions recherchées par les revêtements pour une vis à rouleaux sont principalement les mêmes qu'une lubrification liquide, à savoir le faible effort de cisaillement, la réduction de l'usure, et l'allongement de la durée de vie des pièces en ajoutant un troisième corps entre les deux surfaces (vis/rouleaux et rouleaux/écrou). Pour une lubrification liquide, la réduction du frottement et de l'usure est assurée par la séparation des surfaces due à la viscosité du fluide, et par l'action d'additifs dans le cas où le fluide n'est plus capable de séparer les surfaces. On recherche habituellement avec un revêtement une bonne résistance à l'usure et une faible résistance au cisaillement.

2.1 Types de revêtements

Plusieurs paramètres caractérisent un revêtement : sa composition chimique, sa structure, son procédé de dépôt, etc. En général, on distingue deux grandes familles de revêtements selon leur dureté : les revêtements ductiles (soft coatings), de dureté < 10 GPa, et les revêtements durs (hard coatings), de dureté > 10 GPa [III.5], regroupant chacun différents types de dépôts (Figure III.1).

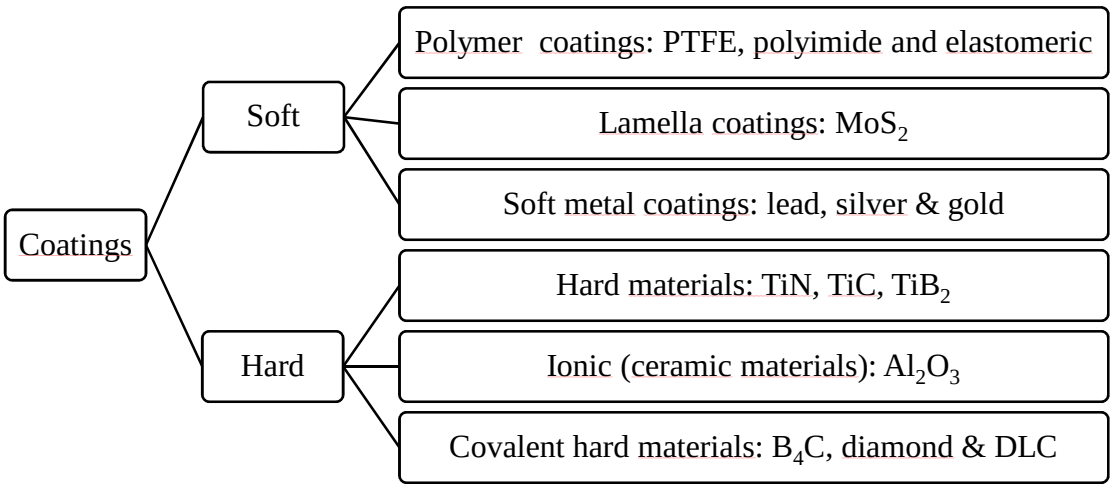


Figure III.1. Quelques types de revêtements [III.5].

Revêtements ductiles (soft coatings)

L'utilisation d'une couche souple et fine sur un substrat dur permet d'obtenir une lubrification solide et de réduire ainsi le frottement en glissement. Il en existe trois types :

- Les revêtements polymères comme le polytétrafluoroéthylène (PTFE) présentent des propriétés autolubrifiantes intéressantes, et sont adaptés à la grande production de par leur faible coût de mise en œuvre. Toutefois, les liaisons intermoléculaires internes sont trop faibles pour supporter de fortes charges.
- Les revêtements lamellaires sont composés d'un empilement de feuillets constitués de liaisons fortes au sein d'un même feuillet, et de liaisons faibles entre chaque feuillet qui

garantissent une très faible résistance au cisaillement [III.6]. Les plus répandus sont le graphite et le bisulfure de molybdène (MoS_2).
- Les dépôts de métaux ductiles comme le plomb, l'or ou l'argent, sont parfois utilisés. Leur faible résistance au cisaillement est assurée par les plans de glissement intrinsèques à leur microstructure [III.7]. Ils sont très onéreux et généralement utilisés en plus d'un lubrifiant liquide.

Revêtements durs (hard coatings)

L'utilisation d'une couche dure est plus adaptée aux fortes pressions de contact. La dureté élevée permet une bonne résistance à l'abrasion et à l'érosion. Ce type de dépôt est généralement divisé en trois groupes :
- Les dépôts basés sur des métaux, de types nitrures, carbures etc. Ils ont la capacité de former une interface cohérente ou quasi-cohérente avec d'autres métaux. On trouve dans cette catégorie les nitrures et carbures de métaux de transition comme le titane (TiN, TiC) [III.8].
- Les dépôts d'oxydes (de Al, Zr, Ti). Ils garantissent également une bonne dureté et une usure moindre. Ils sont généralement employés pour protéger les outils de coupe.
- Les dépôts de matériaux durs non métalliques. Ils sont obtenus sous haute pression ou haute température. Le composant déposé peut être du carbure de bore, de silicium, ou bien du carbone amorphe possédant des propriétés similaires au diamant. Ces derniers, autrement appelés *diamond-like coatings* (DLC), peuvent atteindre des duretés exceptionnelles, supérieures aux dépôts à base de métaux, et font récemment l'objet de beaucoup d'études [III.9]. Toutefois, l'adhérence du revêtement au substrat n'est pas aussi bonne que pour les dépôts à base de métaux, et ces revêtements sont donc sujets à la délamination.

2.2 Revêtements durs composites

Au vu de leurs propriétés, les revêtements durs non ductiles sont plus adaptés aux conditions de contact sévères comme celles des mécanismes de roulement. On a vu que ces revêtements peuvent être divisés en plusieurs groupes : les dépôts métalliques et non métalliques. L'adhérence des premiers aux substrats métalliques est naturellement plus grande que pour les autres, mais la dureté des non-métaux est plus élevée. Pour combiner ces deux propriétés, des revêtements composites ont été développés en jouant sur la composition chimique du dépôt et sur sa structure.

Revêtements multi-composants

Ils sont réalisés par ajout d'un ou plusieurs autres éléments sous forme de particules ou de fibres. Deux voies sont possibles : l'ajout d'un élément non métallique dans une matrice métallique, ou bien le remplacement d'une partie de la phase métallique par un métal de transition permettant d'améliorer la résistance à l'oxydation (ajout de Chrome), ou à l'usure (Zirconium) [III.10].

Revêtements multicouches

Les multicouches sont constitués traditionnellement d'un empilement périodique de couches minces, composées de deux ou plusieurs matériaux différents. Cette structure permet de dissiper l'énergie entre les couches en cas de fissuration, et accroît ainsi largement la dureté, tout en ralentissant la propagation des fissures [III.11].

Holmberg *et al.* [III.12] apportent des éléments d'explication sur les performances mécaniques exceptionnelles des revêtements multicouches : le dépôt soumis à un effort normal se déforme et génère des efforts de flexion. Plus le film est épais et plus cet effort est important et susceptible de l'endommager (Figure III.2). Ce phénomène est un des facteurs qui limitent l'épaisseur d'un revêtement. Pour un même effort normal, le recours à un dépôt composé de couches dures et de couches ductiles alternées (Figure III.3) permet d'obtenir des déformations plus faibles pour chacune des couches, et ainsi d'abaisser les contraintes globales. Ce fonctionnement a des répercussions sur la nature des couches : les deux types de couches doivent être capables de glisser l'une sur l'autre, la couche ductile doit avoir un faible module d'élasticité et un grand allongement à la rupture, les épaisseurs ne doivent pas être trop faibles pour supporter la charge. La structure multicouche permet également d'incorporer des couches d'adhésion à l'interface.

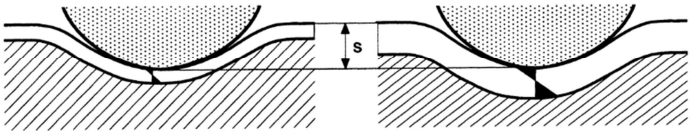


Figure III.2. Influence de l'épaisseur du revêtement sur les contraintes de cisaillement [III.12].

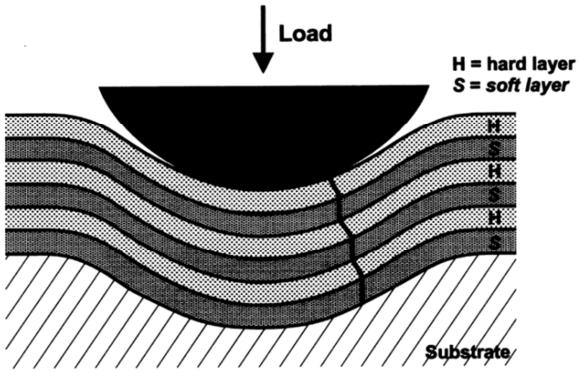


Figure III.3. Déformations dans un revêtement multicouches, et illustration du cisaillement dans les couches : seules le couches ductiles sont déformées [III.12].

Revêtements multicouches nanostructurés

Les derniers développements en matière de revêtements durs concernent le contrôle de la structure et de la composition des revêtements multicouches à l'échelle du nanomètre. Les revêtements dits *superlattice* sont par exemple constitués d'un empilement de couches de quelques nanomètres chacune qui leur apporte une grande dureté et une bonne résistance à l'usure [III.13].

Le choix de la nature des couches dépend de l'application visée : des couches alternées de Ti/TiN permettent une résistance accrue à l'érosion, tandis que des couches DLC/WC (autrement désignées WC/C) sont plus adaptées à des pièces de roulement qui sont soumises à des chargements cycliques [III.14]. On va donc s'intéresser plus particulièrement à ce dernier type de revêtement.

3 Revêtement multicouches WC/C

3.1 Procédé de dépôt

Comme certains revêtements DLC, le WC/C (de formule a-C:H:W), est déposé par *physical vapor deposition* (PVD). La température de dépôt est généralement reliée à l'épaisseur de dépôt : plus la température est élevée, plus le dépôt est épais. Dans le cas du WC/C étudié dans cette thèse, la température maximale est de 250°C et l'épaisseur maximale est d'environ 4 µm [III.15]. Cette température est relativement basse par rapport aux températures des traitements thermiques de durcissement que subissent en général les pièces avant d'être revêtues [III.16]. Ceci présente un intérêt important puisque les propriétés mécaniques ne sont a priori pas détériorées par le procédé de dépôt.

Toutefois, les températures de revenu des pièces en aciers XDBD-W et XD15N-W sont habituellement de 180°C et 170°C (cf partie I, Tableau I.2), et les éprouvettes tribologiques en XDBD-W (galets) et XD15N-W (disques) ont été traitées de la même façon. Des mesures de dureté ont donc été effectuées sur des coupes de disques en XD15N-W revêtus pour vérifier l'éventuel abattement de dureté lié à la température de dépôt (Figure III.4).

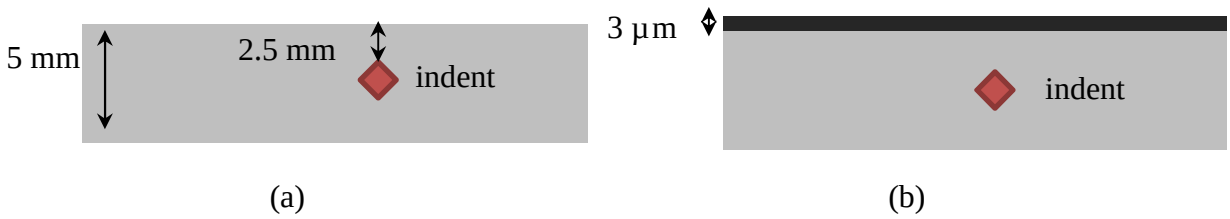
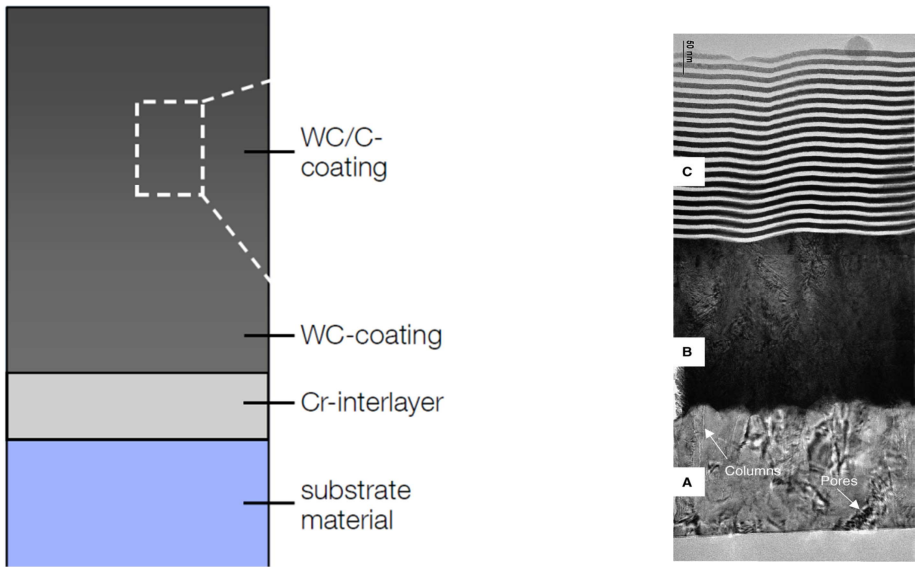


Figure III.4. Mesure de micro-dureté à cœur avant et après le dépôt :
(a) Disque non revêtu : dureté à cœur 700 HV ;
(b) Disque revêtu WC/C : dureté à coeur 650 HV.

Les mesures montrent un abattement de 50 HV entre la pièce revêtue et la pièce non revêtue, soit 7 % de la dureté de la pièce non revêtue. D'autres mesures ont mis en évidence que, compte tenu de la faible épaisseur des disques, il n'y a pas de gradient de dureté entre le cœur et la surface.

3.2 Structure du dépôt

La Figure III.5.a donne la nature des différentes couches d'un revêtement WC/C commercialisé par Oerlikon-Balzers sous le nom Balinit®C. On constate que deux couches supplémentaires sont déposées avant la zone multicouche de WC/C à proprement dite : une couche de chrome qui permet de garantir l'adhésion avec le substrat [III.17], et une couche de carbure de tungstène. L'épaisseur totale du revêtement varie entre 1 et 4 µm. Plusieurs auteurs [III.17, 18] ont réalisé des observations de ce revêtement au microscope électronique en transmission (MET) (Figure III.5.b). Cette coupe renseigne sur les épaisseurs relatives des trois couches ainsi que sur les épaisseurs des lamelles de carbone et de carbure de tungstène de la zone multicouches (de l'ordre de 6 nm). Des observations plus fines [III.17] montrent l'existence d'une structure colonnaire et poreuse dans les trois couches principales.



(a) (b)

Figure III.5. Structure du revêtement Balinit®C :
(a) Nature des couches [III.15] ; (b) Observation en MET d'une section d'un matériau revêtu : A couche de chrome, B couche de WC, C zone multicouche WC/C [III.18].

3.3 Fonctionnement et modes d'endommagement

Dans la configuration de contact où une seule des deux surfaces est revêtue, la première étape est généralement décrite comme une phase de transfert d'une partie du revêtement sur la surface antagoniste non revêtue (Figure III.6). Cette étape (de rodage, ou *running in*) correspond à une diminution du coefficient de frottement, d'une valeur proche de 0.3 à une valeur proche de 0.1 [III.15]. L'étape suivante correspond à une phase de frottement nominal à cette valeur stabilisée, et la dernière étape à une phase d'endommagement. Les mécanismes d'endommagement sont peu évoqués par les fournisseurs, et feront l'objet du chapitre III.3.

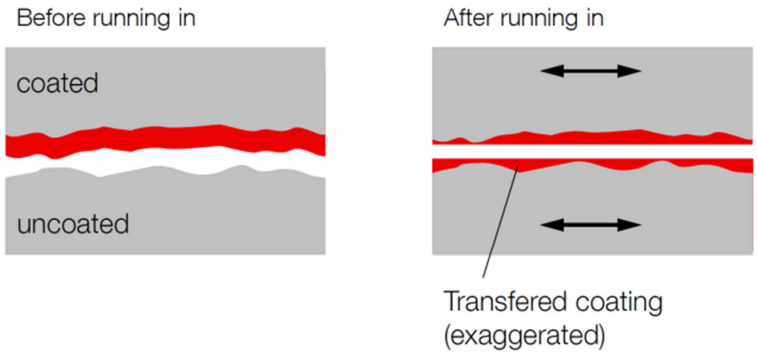


Figure III.6. Etape initiale : transfert du revêtement [III.15].

Les essais de caractérisation des revêtements DLC sont généralement des essais de glissement (pion-disque par exemple). Toutefois, le WC/C est régulièrement étudié pour des applications de roulement et on trouve quelques résultats sur l'endommagement en roulement voire en roulement/glissement [III.17, 19, 20, 21]. En particulier, Yonekura *et al.* [III.20] étudient l'endommagement d'un revêtement WC/C sur des roulements à rouleaux cylindriques qui

incorporent du glissement. Ils concluent que, dans des conditions de roulement/glissement, le revêtement peut s'endommager de deux façons ; par micro/nano-délamination interne combinée à une usure abrasive douce (Figure III.7.a), ou bien par pitting (Figure III.7.b). Le premier mode entraîne la perte de fonction du revêtement, mais pas le second. La délamination pourrait être liée à la faiblesse des liaisons entre les couches de carbure de tungstène et les couches carbonées. D'autres auteurs [III.21] confirment la prédominance d'un mode d'endommagement par usure abrasive douce combinée à des délaminations internes du revêtement.

Les conditions de contact dans la VAR sont toutefois peu habituelles. En particulier, la direction de glissement est perpendiculaire à celle du roulement, tandis que les études évoquées traitent de glissement dans le sens du roulement. On vérifiera expérimentalement si le revêtement s'endommage de la même façon.

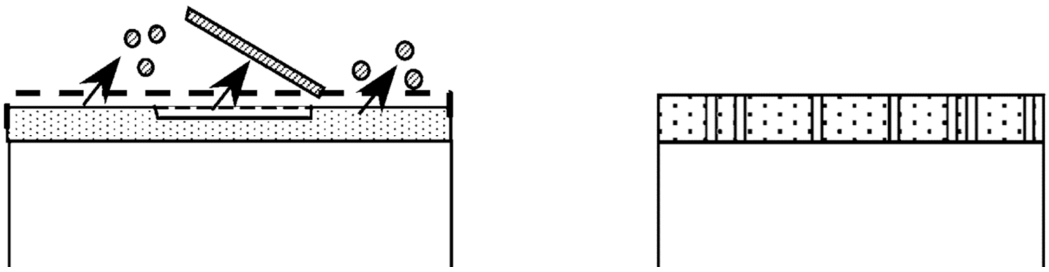


Figure III.7. Modes d'endommagement du revêtement WC/C [III.20] :
(a) Micro/nano-délamination de couches supérieures et usure douce ;
(b) Micro-pitting du revêtement.

4 Conclusions

Parmi les revêtements multicouches existants, différentes sources industrielles et scientifiques [III.14, 16, 17] citent le WC/C comme étant le plus adapté aux applications du type roulements et butées avec des cinématiques de roulement/glissement. Ceci s'explique par sa structure qui lui confère une haute dureté et une excellente résistance à la fatigue de roulement. Certains fournisseurs de vis à rouleaux l'évaluent d'ores et déjà sur des vis complètes. Ce revêtement a donc logiquement été sélectionné pour la suite de l'étude.

Les données industrielles sur le comportement tribologique de ce revêtement sont assez limitées. L'objectif des chapitres suivants est donc d'apporter des éléments de compréhension sur les mécanismes qui régissent son fonctionnement et son endommagement, et de comparer les résultats à ceux de la littérature.

CHAPITRE III.2 Mécanismes de fonctionnement du revêtement WC/C

Ce chapitre et le suivant sont consacrés à l'étude expérimentale sur le tribomètre en roulement et glissement transverse du revêtement WC/C en contact non graissé. On présentera d'abord les conditions expérimentales, puis la réponse classique du revêtement dans des configurations standards de roulement et glissement transverse en détaillant principalement les mécanismes qui gouvernent les phases de rodage et de frottement nominal. Les modes d'endommagement ne seront abordés qu'au chapitre III.3.

1 Protocole expérimental

Deux fournisseurs ont été sélectionnés pour revêtir les éprouvettes : Oerlikon-Balzers et IonBond, et la plupart des échantillons sont revêtus avec le Balinit®C d'Oerlikon-Balzers. La majeure partie de l'étude se concentre sur ce revêtement. Quelques essais avec d'autres revêtements sont réalisés à titre de comparaison.
Plusieurs questions se posent concernant l'utilisation du revêtement : quelle surface revêtir, le galet ou le disque ? Quel doit être l'état de surface avant dépôt ? Faut-il ajouter une lubrification conventionnelle ? Nous allons répondre à chacune de ces questions.

1.1 Etude du contact sec ou graissé

L'intérêt du revêtement est de pouvoir potentiellement s'affranchir d'une lubrification à la graisse qui, on l'a vu dans la partie précédente, est délicate à anticiper. L'étude sera donc essentiellement consacrée au contact sans lubrification fluide, ce qui permettra en outre d'analyser et de comprendre spécifiquement le comportement du revêtement. On verra toutefois que l'ajout de graisse peut s'avérer utile, et on étudiera donc le contact revêtu + graissé en fin de partie (Chapitre III.4) pour comprendre l'influence de la graisse sur le comportement du revêtement, et l'influence du revêtement sur les mécanismes de lubrification identifiés en partie II.

1.2 Choix de la surface à revêtir

Les discussions avec les fournisseurs et les conclusions de certains auteurs [III.19, 22] ont mis en évidence le fait que revêtir les deux surfaces en contact (galet et disque dans notre cas) n'est pas nécessairement bénéfique : le coefficient de frottement et l'endommagement sont moins élevés quand seule la surface plane est revêtue, probablement du fait de l'enfoncement qui est moins important que dans la configuration inverse où seule la surface courbe est revêtue. Il a donc été choisi de revêtir principalement les disques. Quelques galets ont également été traités pour vérifier l'influence du choix de la surface à revêtir.

1.3 Etat de surface des échantillons

L'état de surface est généralement reconnu comme un paramètre très influent sur la réponse tribologique d'un revêtement [III.14, 19, 23]. Les fournisseurs préconisent l'application d'un traitement de tribofinition (comme le micro-sablage) pour diminuer la rugosité de pièces usinées avant traitement. La plupart des essais sont réalisés sur des disques et des galets

préalablement polis pour s'affranchir de l'influence de la rugosité. Ces essais permettront d'étudier et de quantifier les étapes de fonctionnement et d'endommagement. Quelques essais avec d'autres états de surface permettront d'évaluer l'impact d'une rugosité plus élevée.

Deux types d'états de surfaces initiaux ont été traités : brut de rectification (Ra ~ 0.3 - 0.4 µm) et poli (Ra < 0.05 µm). Chacun des deux a été soit directement revêtu, soit micro-sablé (Ra ~ 0.2 µm) puis revêtu. L'analyse des rugosités (Tableau III.1) avant et après le dépôt permet d'évaluer l'impact du procédé sur la rugosité finale.

Tableau III.1. Etat de surface du disque avant et après dépôt.

Etat de surface	Rectifié	Rectifié + dépôt	Rectifié + micro-sablé + dépôt	Poli	Poli + dépôt	Poli + micro-sablé + dépôt
Ra (µm)	0.32	0.34	0.25	0.03	0.03	0.24

On remarque que le traitement de micro-sablage donne sensiblement le même état de surface quelle que soit la rugosité initiale (rectifié ou poli). On remarque également que le dépôt seul ne modifie pas la rugosité initiale, et ce malgré l'épaisseur du revêtement de plusieurs microns. Ce constat va dans le sens de « l'effet miroir » constaté par plusieurs auteurs [III.23, 24] : le dépôt ne lisse pas la surface, mais suit les irrégularités de surface du substrat, ceci étant probablement lié au mode de croissance colonnaire du revêtement.

2 Etapes générales de fonctionnement du revêtement

La Figure III.8 présente la configuration qui sera utilisée pour toute la suite du chapitre, sauf précision contraire (comme l'essai d'une rugosité différente par exemple).

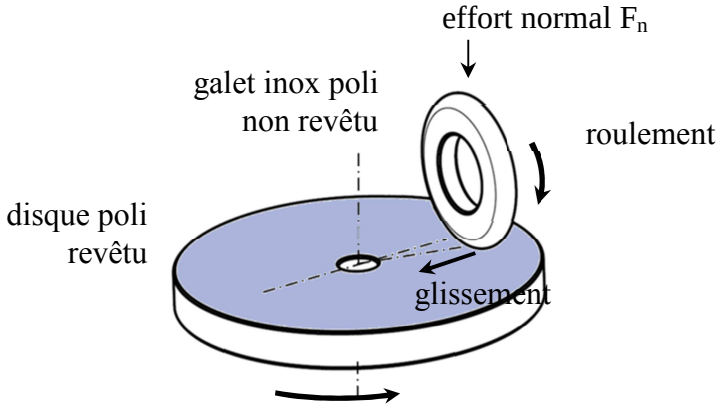


Figure III.8. Configuration de l'essai en conditions standards :
disque XD15N-W poli puis revêtu WC/C, galet XDBD-W poli et non revêtu.

On réalise dans un premier temps une série d'essais à F_n = 80 N, V_{roul} = 1 m/s, et τ = 5 %, pour évaluer le comportement du revêtement dans des sollicitations proches du contact dans la vis à rouleaux.
La Figure III.9 donne l'évolution du coefficient de frottement lors de l'essai. On distingue principalement trois étapes :

- une première étape de stabilisation (I) correspondant à une diminution du coefficient de 0.25-0.3 à 0.1, que l'on peut rapprocher de l'étape d'accommodation citée par les fournisseurs ;

- une étape de fonctionnement optimal à un coefficient stabilisé à 0.1 (II) ;
- puis une étape de remontée du coefficient correspondant à un endommagement observé pendant l'essai (III).

On propose d'étudier séparément les trois étapes de la vie du revêtement en roulement/glissement. On s'intéressera d'abord aux phénomènes liés à la stabilisation du coefficient de frottement, puis à l'influence des conditions de sollicitations sur cette phase initiale. On décrira ensuite dans le chapitre III.3 les différents mécanismes d'endommagement, et l'influence des conditions de contact sur la nature et les cinétiques de ces endommagements.

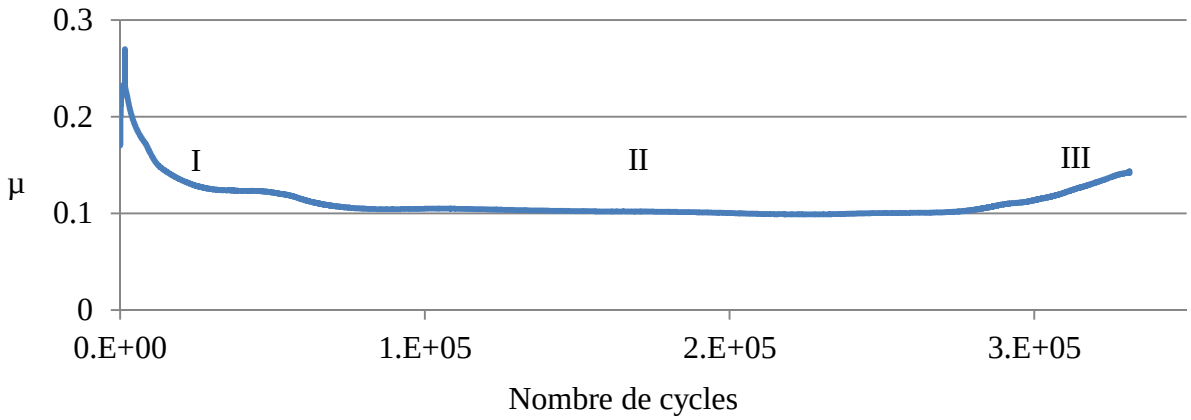


Figure III.9. Evolution typique du coefficient de frottement en contact revêtu (80 N, 1 m/s, 5 %) : (I) accommodation ; (II) fonctionnement nominal ; (III) endommagement.

3 Accommodation et comportement stationnaire du revêtement

3.1 Formation d'un film de transfert

La Figure III.10 présente uniquement la phase initiale d'un autre essai dans les mêmes conditions. Elle met en évidence une augmentation (jusque 0.3 environ) du coefficient de frottement durant les premières centaines de cycles, puis une diminution progressive vers 0.1.

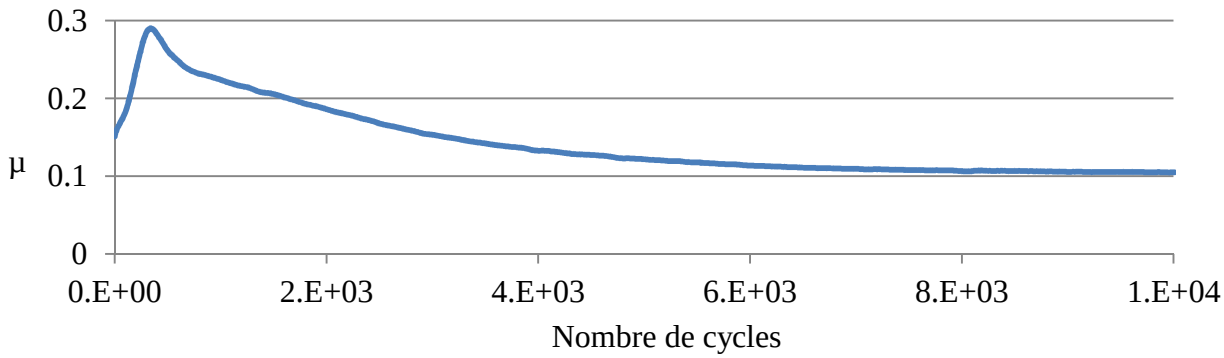


Figure III.10. Evolution typique du coefficient de frottement pendant la phase d'accommodation.

Pour analyser l'évolution du revêtement sur la piste, l'essai a été interrompu à trois nombres de cycles différents. A chaque arrêt, le dispositif optique (microscope + caméra) a permis de prendre une photo d'un élément précis et identique de la piste de frottement sur le disque (Figure III.11.a). L'observation de la piste côté galet nécessite par contre de démonter le galet à chaque fois et de l'observer sur un autre appareil. Le même essai a été réalisé dans la configuration inverse c'est-à-dire avec un galet revêtu et un disque non revêtu, de façon à visualiser sur une position donnée l'évolution de la surface en acier non revêtue (Figure III.11.b).
L'arrêt à 500 cycles correspond à la fin de l'étape d'augmentation du coefficient de frottement. On constate sur la partie revêtue un lissage progressif de la surface ainsi qu'une émission de débris noirs non adhérents à la surface (Figure III.11.a). L'accumulation de ces débris en sortie de la composante de glissement du galet avait déjà été expliquée en partie I (Figure I.34.e) Des analyses EDX effectuées après essai révèlent une forte teneur en oxygène dans ces débris d'usure. On peut donc formuler l'hypothèse que l'augmentation du coefficient de frottement lors des premiers cycles est liée à des phénomènes d'adhésion à l'interface au début de l'essai.

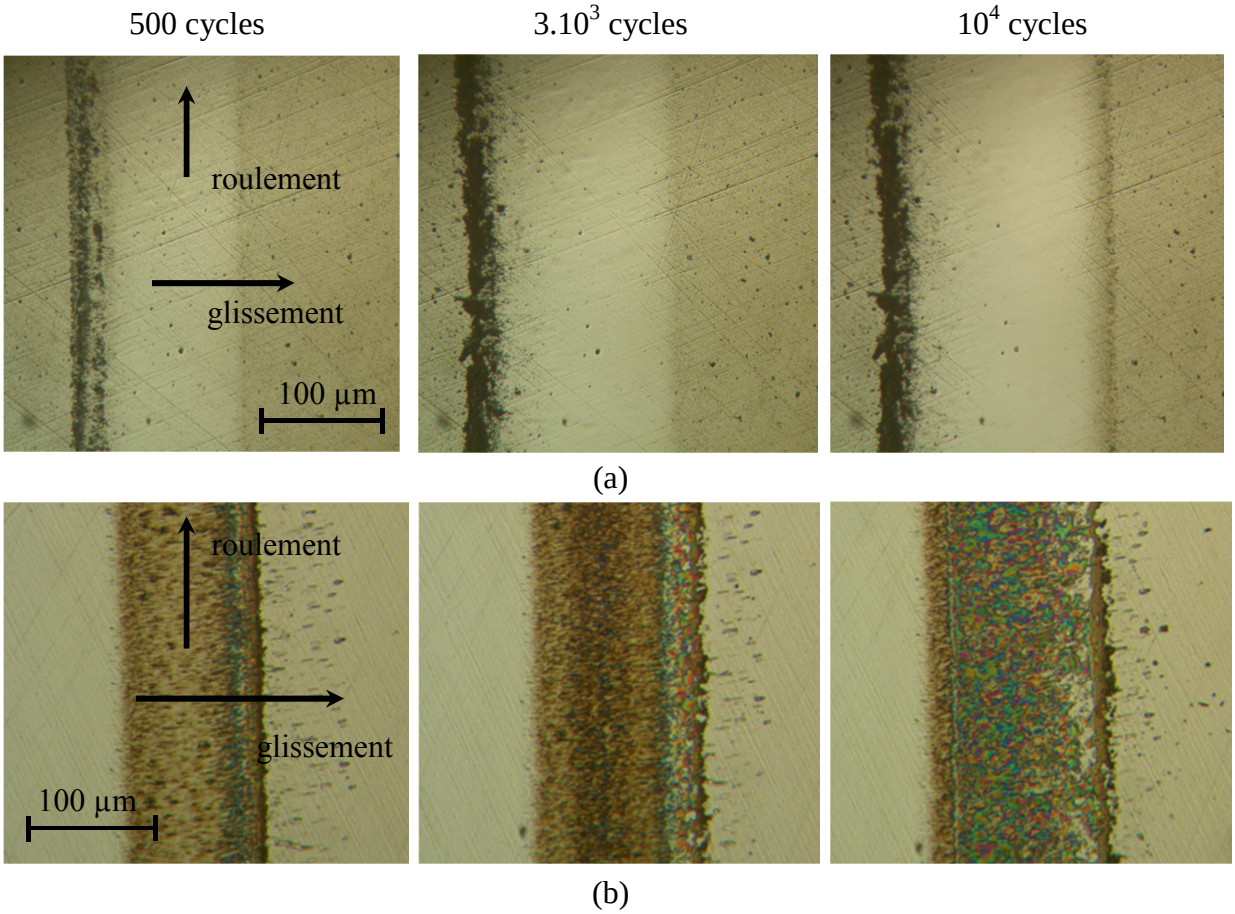
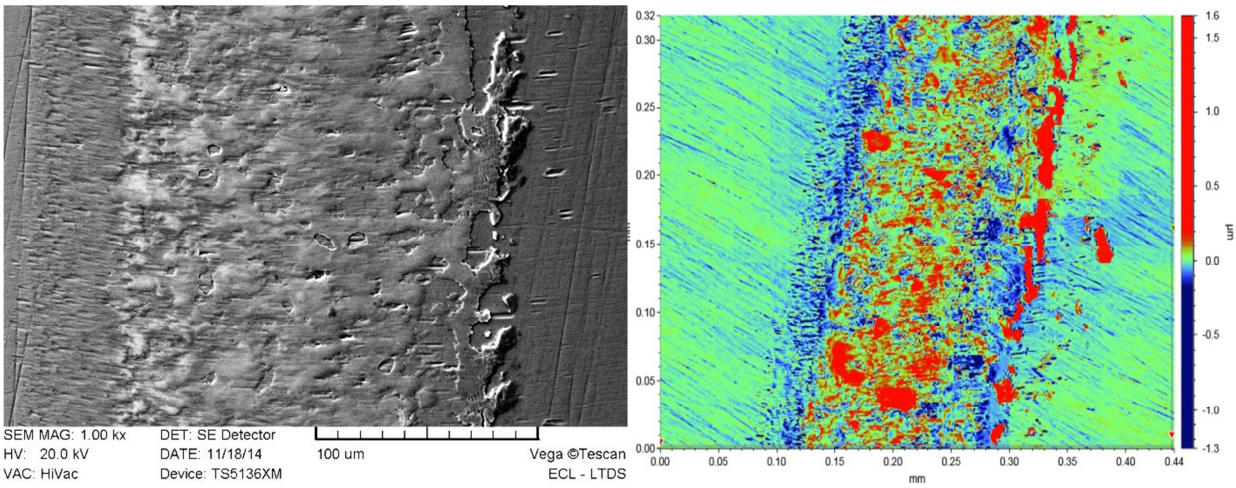


Figure III.11. Observation en microscopie optique de l'évolution de la piste d'essai sur le disque pendant la phase d'accommodation : (a) sur la surface revêtue (disque revêtu / galet non revêtu) ; (b) sur la surface non revêtue (disque non revêtu / galet revêtu).

A 3.10^3 cycles, on remarque sur la surface revêtue un lissage plus marqué et une stabilisation de la quantité de débris noirs (trace noire identique sur les clichés à 3.10^3 et 10^4 cycles sur la Figure III.11.a). Sur la surface non revêtue, on distingue la formation d'une deuxième coloration de plus en plus marquée et disposée au centre de la trace. Les analyses en

microscopie électronique à balayage (MEB) (Figure III.12.a) réalisées en fin d'essai montrent que cette coloration correspond à la formation d'un film de transfert réparti sous la forme d'ilots. Leur épaisseur, mesurée par interférométrie (Figure III.12.b), varie entre 1 et 2 µm, et des relevés EDX montrent une teneur accrue en oxygène et en tungstène issu du revêtement. On peut également remarquer que ces ilots ne sont présents que sur la surface non revêtue, et qu'ils ne sont donc a priori pas re-transférés sur le revêtement.



(a) (b)

Figure III.12. Observation du film de transfert sur le disque à 10^4 cycles (contact disque non revêtu / galet revêtu) (a) cliché MEB ; (b) relevé interférométrique.

La littérature relative aux DLC, et en particulier aux revêtements WC/C, fait régulièrement référence à un film de transfert, parfois appelé tribofilm, qui se forme durant les premiers cycles et qui est par la suite responsable d'un frottement faible [III.14, 23]. La croissance de ce film et le taux de recouvrement du contrecorps par ce film sont directement corrélés à la diminution du coefficient de frottement [III.25, 26]. La description de sa morphologie est variable et dépend des conditions de contact. Liu *et al.* [III.25] décrivent le film de transfert comme une couche mince granuleuse, et répartie de façon inhomogène sur la surface, ce qui semble cohérent avec les observations présentées ci-dessus. Par ailleurs, certains auteurs [III.26, 27] signalent une teneur élevée en oxydes du matériau de la surface métallique non revêtue dans la couche de transfert.

L'essai en configuration inverse (galet revêtu WC/C - disque non revêtu), permet de suivre l'évolution de ce film une fois qu'il est formé, c'est-à-dire pendant toute l'étape II (Figure III.9). La vidéo image par image de cet essai (1 image tous les 500 cycles) rend compte en particulier des évolutions morphologique du tribofilm : le recouvrement de la piste en acier est croissant jusqu'à ce que le coefficient de frottement soit stabilisé. Pendant toute la phase nominale suivante (étape II), le taux de recouvrement et la coloration n'évoluent pas, ce qui signifie que la densité et l'épaisseur des ilots sont globalement constantes. En revanche, les ilots sont constamment en mouvement. Au vu de la vidéo, il paraît plus pertinent de parler d'élimination et de reformation en continu des ilots de transfert. Dans le cas des WC/C, certains auteurs corroborent cette observation et parlent alors d'un équilibre entre l'usure douce du revêtement, et la granulation des débris d'usure qui forment le film de transfert [III.25].

En conclusion, nos observations expérimentales et les éléments de la littérature relative aux DLC permettent d'établir un scénario du fonctionnement du revêtement à l'échelle

macroscopique (Figure III.13) : le bas frottement est associé à la formation, sur la surface antagoniste non revêtue, d'un film de transfert granulaire constitué de particules issues du revêtement. La formation de ce film semble être initiée par des phénomènes d'adhésion qui seraient potentiellement responsables du coefficient de frottement élevé lors des premiers cycles (a). La diminution du coefficient de frottement correspond à l'augmentation de l'épaisseur et du taux de recouvrement du film, ainsi qu'au lissage de la surface revêtue (b). En régime établi, le film d'épaisseur constante est continuellement éliminé puis reformé. Le contact se comporte alors comme un système à trois corps.

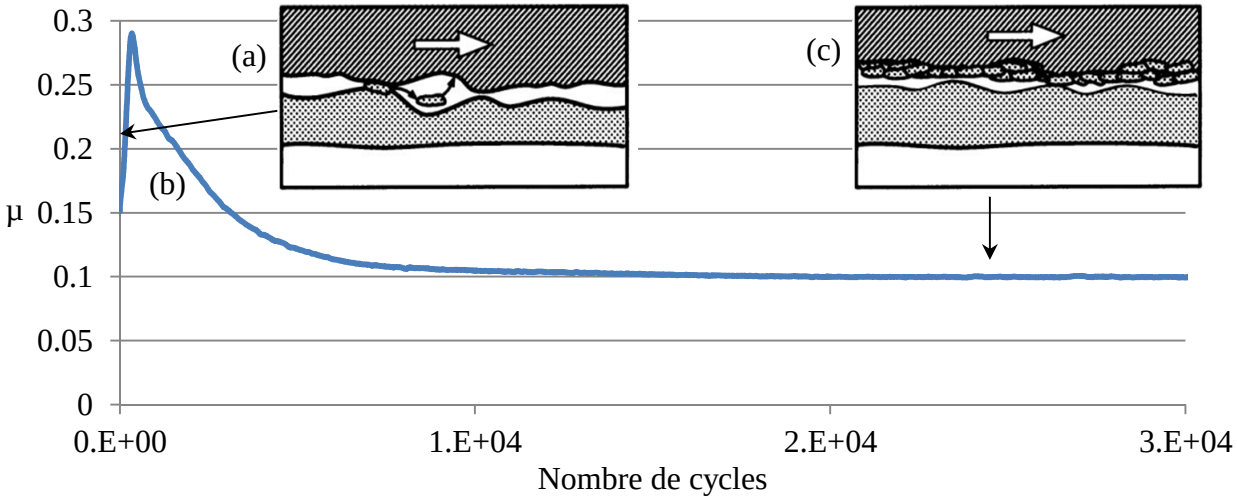


Figure III.13. Scénario tribologique à l'échelle macroscopique (images issues de [III.12]) : (a) initiation du film de transfert ; (b) croissance du film ; (c) usure à 3 corps.

3.2 Comportement du revêtement à l'échelle atomique

Bien qu'elle soit nécessaire à la mise en place du tribofilm qui garantit le faible cisaillement, la période d'initiation (Figure III.13.a) correspond à un coefficient de frottement élevé (0.3), à une émission de débris abrasifs, et à des vibrations plus ou moins importantes. Elle constitue donc une étape préjudiciable pour le système. Il est donc nécessaire d'identifier les mécanismes qui gouvernent cette phase d'accommodation à l'échelle atomique, et de comprendre comment atténuer ses effets néfastes en jouant sur les conditions opératoires.

Mécanismes d'initiation du film de transfert

On cherche dans un premier temps à expliquer la formation du film de transfert. Il semblerait que celui-ci soit initié par des phénomènes d'adhésion, mais le fait que le WC/C soit transféré sur l'acier plutôt que l'inverse n'est pas cohérent avec le fait que l'acier soit moins dur que le revêtement.

La réactivité de ce type de revêtement est généralement reliée à l'état d'hybridation du carbone [III.14] : la capacité d'un atome à former des liaisons avec d'autres éléments dépend de l'état d'hybridation de ses orbitales atomiques. Parmi les différentes possibilités, la plus réactive est l'état sp^2 (combinaison de l'orbital 2s et des orbitales 2px et 2py), et la densité de carbone sp^2 d'un matériau DLC est donc habituellement reliée à sa réactivité. Les atomes constitutifs d'un DLC forment généralement un mélange de plusieurs états d'hybridation (sp, sp^2, sp^3). Plusieurs auteurs [III.28, 29] ont montré que, sous l'effet d'une contrainte

mécanique, les atomes de carbone hybridés sp^3 se convertissent en sp^2 plus réactifs, facilitant ainsi la formation de liaisons avec une surface antagoniste. Lors d'un contact en glissement sous charge entre un DLC et une surface en acier, des phénomènes d'adhésion vont donc avoir lieu, entraînant l'arrachement de l'un ou l'autre des deux matériaux.

Les DLC présentent une dureté de 1000 à 5000 HV, supérieure à la surface antagoniste (700 HV pour les aciers trempés qu'on étudie). Les particules d'acier sont donc davantage susceptibles de s'arracher que le DLC. Or, on constate ici l'inverse. Une étude réalisée au LTDS [III.29] a permis d'expliquer cette observation en mettant en évidence l'influence des éléments environnants dans les mécanismes de transfert : lors d'un essai de glissement sous ultravide entre un pion en acier et un plan revêtu de DLC, c'est préférentiellement l'acier qui est transféré à la surface du DLC, ce qui entraîne un coefficient de frottement élevé (~ 0.8). Le même essai à des pressions partielles d'oxygène et d'hydrogène plus élevées montre à l'inverse un transfert de particules de DLC sur la surface en acier, et un coefficient de frottement bien plus faible. En conclusion, les éléments de l'environnement, que ce soit les gaz de l'air ambiant, ou bien les constituants d'un lubrifiant liquide, sont considérés comme des éléments fragilisants qui « passivent » les atomes de carbone sp^2 et facilitent ainsi la séparation d'atomes de carbone au sein du DLC (Figure III.14). L'utilisation des DLC hydrogénés, comme ceux qui constituent les revêtements WC/C qu'on étudie, permet de garantir une « réserve » d'éléments fragilisants (l'hydrogène) qui facilitent l'arrachement de particules de DLC, et la formation d'un film de transfert du DLC sur la surface non revêtue qui assure le bon frottement.

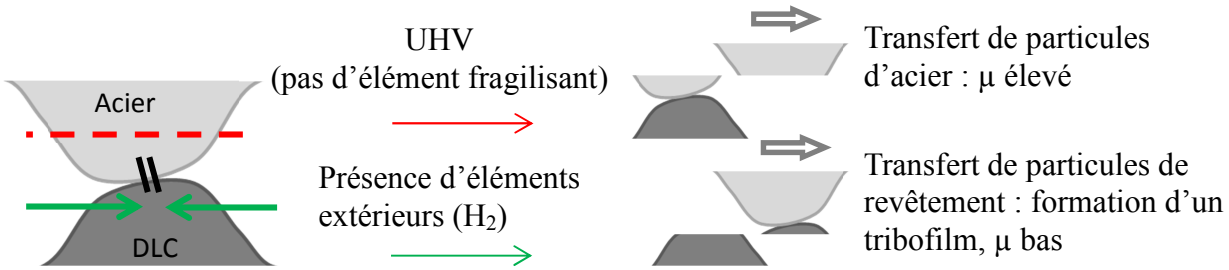


Figure III.14. Mécanismes de transfert dans le contact.

La présence d'oxydes observée sur nos essais laisse penser que les deux cas de la Figure III.14 se produisent lors de l'initiation du tribofilm, mais que, par la suite, le transfert de revêtement sur la surface non revêtue est prépondérant à cause de la présence d'hydrogène.

Mécanismes d'action du film de transfert

On a vu par quels mécanismes physicochimiques le film de transfert était susceptible de se former. Il reste cependant à expliquer comment il agit sur le frottement à l'interface en régime établi. On peut considérer que la valeur du coefficient de frottement d'un revêtement à base de carbone est conditionnée par deux facteurs :

- Le premier est la capacité du carbone transféré à s'agencer en carbone graphite, qui serait alors responsable d'un coefficient bas à l'interface. Certains auteurs [III.14, 26] parlent de « graphitisation » des couches superficielles. D'autres [III.28] parlent de cluster de carbone sp^2. Holmberg *et al.* [III.12] concluent que les faibles forces de cisaillement sont liées à l'existence d'un microfilm de glissement à l'interface entre le revêtement et le film de transfert, qui correspondrait à un film de carbone graphite.

- Le second aspect concerne la nature des liaisons formées par le carbone avec les éléments extérieurs. Il a été constaté que la réponse en frottement pour un même DLC n'était pas la même selon le type d'élément extérieur (oxygène, hydrogène, azote, molécules d'eau etc.). Un exemple intéressant est celui de l'eau : on a vu que la présence d'hydrogène pouvait agir comme un élément fragilisant qui favorise la formation du film de transfert. Mais plusieurs études montrent que l'eau peut également s'avérer nuisible au bon frottement, en réagissant par exemple avec le carbone [III.30] ou l'hydrogène du DLC [III.31], et en libérant ainsi des atomes de carbone sp^2 plus réactifs qui détériorent le frottement. L'ambivalence des éléments extérieurs a conduit à chercher, pour chacun des éléments, un optimum de concentration [III.29] garantissant le meilleur frottement.

Le comportent tribologique des DLC met donc en jeu des interactions à l'échelle atomique, dont la compréhension nécessite une étude fondamentale. Toutefois, on a vu que certains paramètres que l'on peut contrôler à l'échelle macroscopique, comme l'environnement ou la contrainte mécanique, sont susceptibles d'influer sur ces interactions. On va donc évaluer expérimentalement l'influence de certains paramètres sur le frottement.

4 Influence des conditions opératoires sur l'accommodation et la phase stationnaire

On a vu dans les paragraphes précédents que la valeur du coefficient de frottement en régime stationnaire et la durée de l'étape d'accommodation, qui constituent toutes deux des critères de performance du revêtement, sont liées à des phénomènes à l'échelle nanométrique. Il est donc possible que le comportement évolue en modifiant certains paramètres comme la rugosité, la composition de l'environnement, les conditions de contact etc.

4.1 Frottement de deux surfaces revêtues WC/C – WC/C

La formation du tribofilm implique des phénomènes d'adhésion qui pourraient être responsables du coefficient de frottement élevé pendant les premiers cycles. Pour vérifier cette hypothèse, plusieurs essais ont été réalisés avec un contact revêtu de part et d'autre (sur le galet et sur le disque).
La Figure III.15 compare les évolutions du coefficient de frottement en configuration standard WC/C – acier (disque revêtu – galet non revêtu) et en configuration WC/C – WC/C. Les deux essais auxquels correspondent les deux courbes sont réalisés dans les mêmes conditions de chargement, de vitesse et de glissement (80 N, 1 m/s, 5 %). Durant les premiers cycles, le coefficient de frottement s'élève à une valeur nettement moindre dans le cas où les deux surfaces sont revêtues. Par la suite, la diminution et la stabilisation est également plus rapide. La phase de rodage s'accompagne toutefois de vibrations beaucoup plus marquées, et le coefficient de frottement se stabilise à une valeur légèrement plus élevée que pour le contact WC/C – acier.

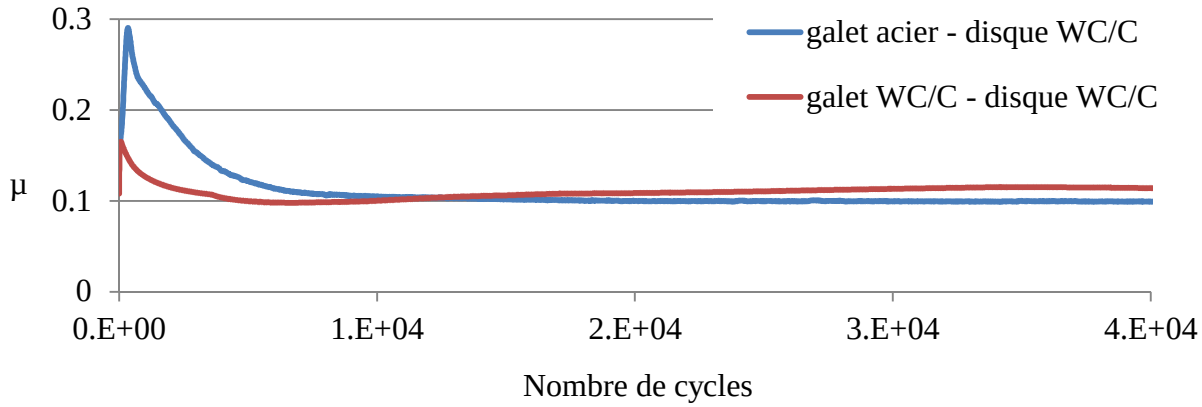
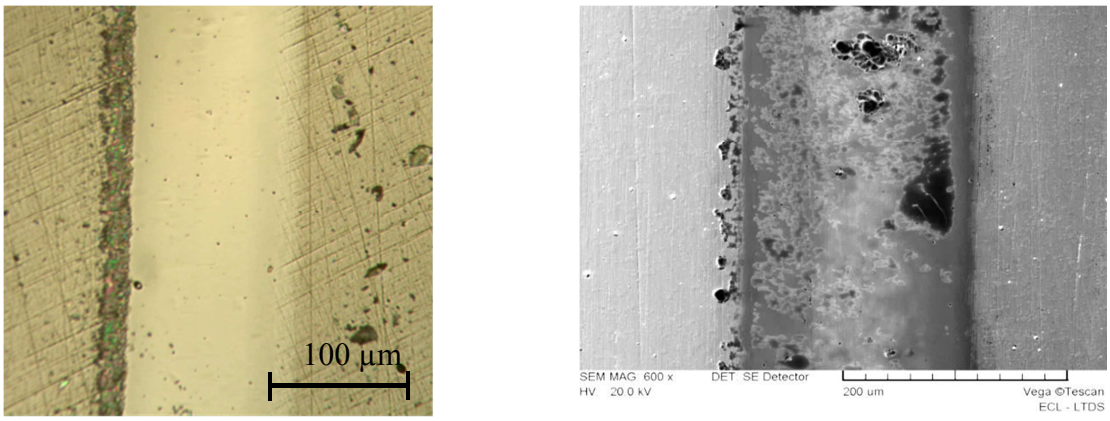


Figure III.15. Evolutions du coefficient de frottement en contact WC/C – acier et WC/C – WC/C.

Les analyses de la piste côté disque revêtu et côté galet revêtu (Figure III.16) montrent une combinaison des faciès observés en contact WC/C – acier, à savoir un polissage de la piste associé à la présence de quelques ilots de troisième corps. La morphologie et le recouvrement de ces ilots sont toutefois différents : pour la piste côté disque (Figure III.16.a), le troisième corps se concentre sur le bord gauche de la trace, c'est-à-dire en sortie de la zone de glissement. On rappelle que, pour la configuration standard WC/C – acier, on trouvait sur cette zone des débris d'usure noirs, non adhérents à la surface (Figure III.11.a), qui ici sont absents. Les ilots de troisième corps côté galet (Figure III.16.b) sont présents sur la trace mais la recouvrent peu.



(a) (b)

Figure III.16. Piste d'usure en contact WC/C - WC/C :
(a) piste côté disque revêtu (optique) ; (b) piste côté galet revêtu (MEB).

La présence du revêtement sur les deux surfaces antagonistes modifie visiblement les étapes initiales du contact :

- La phase d'initiation du tribofilm, qui correspond à des phénomènes d'adhésion, est nettement moins marquée, ce qui vérifie l'hypothèse selon laquelle l'arrachement de particules d'acier est responsable du coefficient élevé des premiers cycles dans le contact WC/C – acier. L'absence de débris d'usure (poudre noir) résultant de ces arrachements va dans le même sens.
- Un troisième corps est créé mais en faible quantité, et il se concentre en sortie de la zone de glissement (partie gauche de la piste). On avait déjà noté l'absence d'ilots de troisième corps sur la surface revêtue en configuration standard (disque revêtu seulement). On peut donc conclure que le troisième corps formé est régulièrement éjecté du contact et qu'il est par conséquent moins présent à l'interface que dans la configuration standard WC/C – acier où les ilots adhèrent à la surface métallique. Ceci pourrait expliquer le coefficient de frottement plus élevé en régime établi pour la configuration WC/C – WC/C (Figure III.15).

La configuration WC/C – WC/C apporte des éléments d'explication sur la tribologie du revêtement : le troisième corps est plus adhérent à l'acier qu'au revêtement. Bien qu'elle permette d'atténuer les effets néfastes des premiers cycles, cette configuration ne garantit donc pas un aussi faible frottement que la configuration WC/C – acier du fait de l'éjection du troisième corps lubrifiant hors du contact. On verra par la suite qu'elle n'est pas non plus intéressante en termes d'endommagement. Ces conclusions sont en accord avec les éléments bibliographiques apportés précédemment [III.19].

4.2 Influence de l'environnement

On a vu que la présence d'éléments fragilisants autour du contact (gaz, lubrifiants) jouait un rôle important dans les mécanismes internes au revêtement (séparation de matière etc.). Une expérience simple a été menée avec une source chaude ventilée proche des éprouvettes, permettant de faire chuter l'humidité relative de 40 % à 7 % dès le début de l'essai (valeurs mesurées à proximité du contact). La Figure III.17 compare l'évolution du coefficient de frottement pour deux valeurs d'humidité relative (HR), i.e. avec et sans diminution de la teneur environnante en éléments fragilisants, sur deux essais réalisés dans les mêmes conditions (80 N, 1 m/s, 5 %).

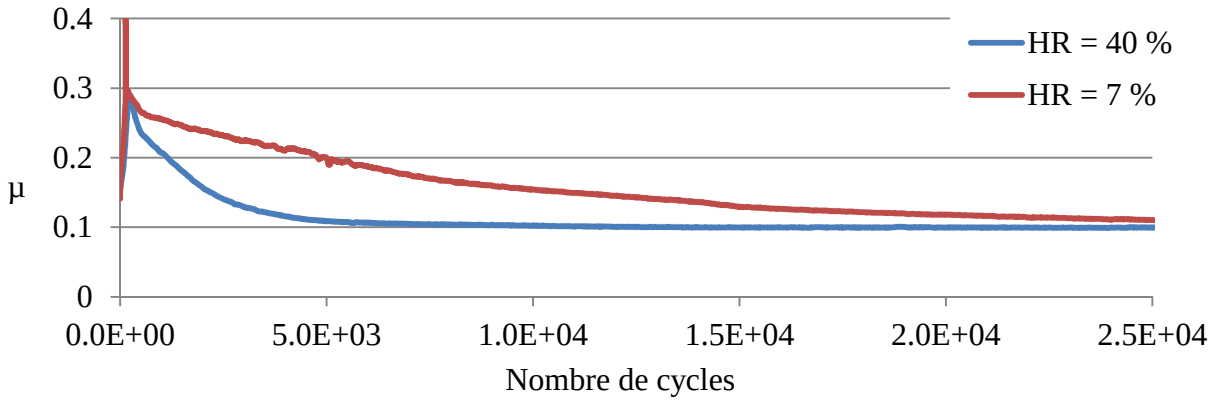


Figure III.17. Evolution du coefficient de frottement pour différentes valeurs d'humidité relative.

En limitant l'humidité, le coefficient de frottement augmente davantage (~ 0,4) et met beaucoup plus de temps avant de se stabiliser. L'analyse de la piste ne montre pas de différence flagrante mais on peut imaginer que la réduction de la teneur environnante en éléments fragilisants ralentit le transfert du revêtement sur le galet en acier et/ou qu'elle facilite le transfert d'acier au début de l'essai.

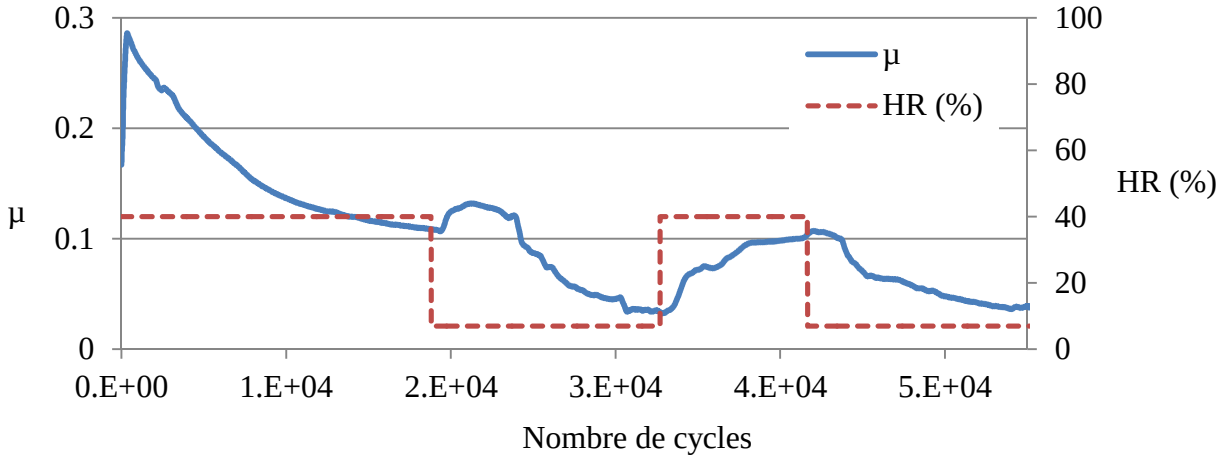


Figure III.18. Evolution du coefficient de frottement pour différentes valeurs d'humidité relative en régime stationnaire.

Une autre expérience est réalisée cette fois-ci en ne diminuant l'humidité qu'une fois la phase de rodage terminée (Figure III.18). A l'injection d'air chaud et sec, le coefficient de frottement augmente légèrement puis décroit fortement jusqu'à des valeurs inférieures à 0.05. La suppression de l'air chaud sec au profit de l'air ambiant (HR 40 %) entraîne immédiatement une augmentation du coefficient de frottement jusqu'à une valeur de 0.1. L'ajout à nouveau d'air chaud sec entraîne également une diminution du coefficient de frottement.

Ces deux expériences mettent en évidence l'ambivalence de l'eau dans la tribologie du revêtement : les molécules d'eau facilitent la formation d'un tribofilm en fragilisant le carbone (Figure III.17), mais l'eau facilite aussi la réaction de l'oxygène avec l'hydrogène contenu dans le WC/C [III.31], ce qui favorise l'hybridation du carbone en sp^2, et détériore donc le frottement (Figure III.18). Une diminution du taux d'humidité est donc favorable en régime établi, mais nuit à la formation du tribofilm.

4.3 Influence de la rugosité du substrat

La plupart des essais sont réalisés avec des surfaces préalablement polis (Ra < 0.05 µm), mais des états de surface plus rugueux ont également été revêtus pour évaluer l'influence de la rugosité, d'abord sur les étapes d'accommodation, puis sur les mécanismes d'endommagement.

La Figure III.19 compare l'évolution du coefficient de frottement en contact lisse (disque poli revêtu / galet poli) et en contact « rugueux » (disque poli puis sablé et revêtu / galet en acier non poli) pour deux essais réalisés dans les mêmes conditions (80 N, 1 m/s, 5 %). La phase d'accommodation est nettement plus longue avec le substrat sablé et la valeur stabilisée du coefficient est plus élevée. On a vu que le coefficient de frottement est a priori lié au taux de recouvrement du film de transfert ainsi qu'à son épaisseur et son homogénéité. Il paraît donc cohérent que ces trois caractéristiques soient plus faibles pour une surface ayant un relief plus important.

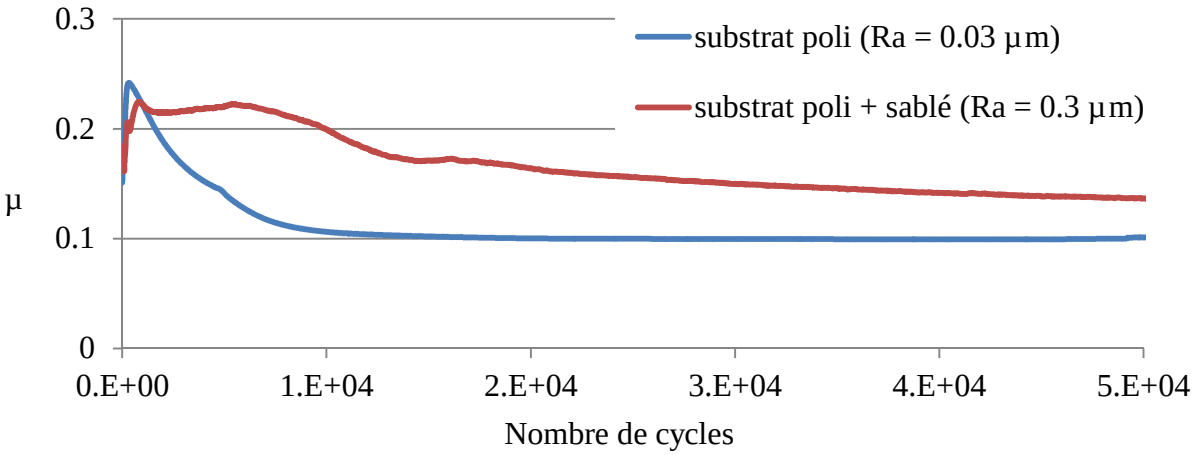
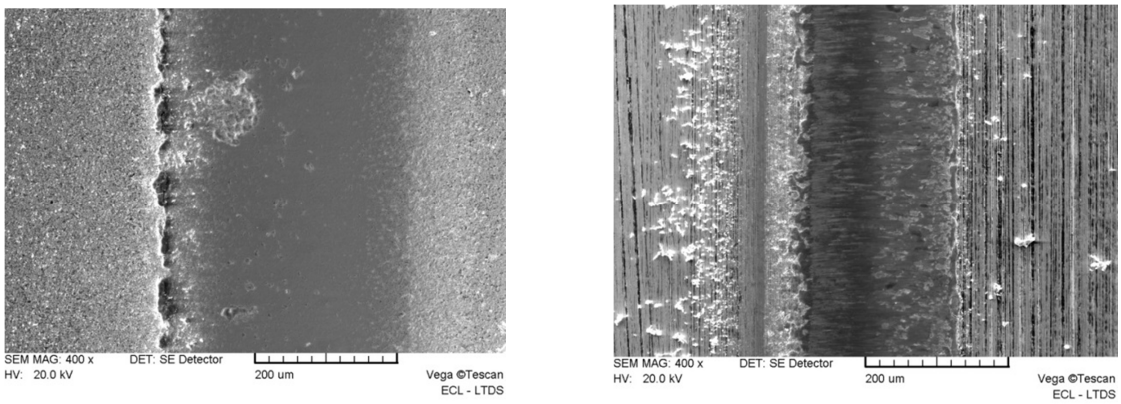


Figure III.19. Evolution du coefficient de frottement en fonction de la rugosité du substrat.

Les observations au MEB du disque sablé (Figure III.20.a) montrent un lissage du revêtement moins net que pour une surface polie, et une accumulation de troisième corps en bord de trace. L'observation du galet (Figure III.20.b) montre un transfert plus « lisse » que la surface en acier rectifiée en bord de trace, ce qui implique que les aspérités (stries de rectification) ont été accommodées géométriquement pendant la phase de transfert.

La rugosité a donc une influence négative sur les différents mécanismes de formation et d'action du film de transfert à l'échelle macroscopique : l'accommodation des surfaces est plus longue que pour un substrat poli puisqu'elle comprend d'abord un phase de déformation plastique des aspérités, et parce que ces mêmes aspérités limitent ensuite la formation d'un film de transfert adhérent et homogène.



(a) (b)

Figure III.20. Observation au MEB de la piste d'essai après la période d'accommodation en contact rugueux : (a) disque poli, sablé, puis revêtu ; (b) galet non poli et non revêtu.

D'autres combinaisons de surfaces rugueuses ont été testées, et montrent toutes un comportement similaire : seule la configuration poli / poli garantit un frottement bas et stable (courbe bleue sur la Figure III.19). Dès lors que l'une ou l'autre (ou les deux) des surfaces présentent une rugosité supérieure (Ra > 0.05 µm), les performances du revêtement en terme d'accommodation et de coefficient de frottement sont amoindries. Ces conclusions s'accordent avec les résultats de plusieurs auteurs [III.14, 19] qui préconisent l'utilisation de surfaces les plus lisses possibles pour optimiser le comportement du revêtement. On verra par la suite que la rugosité a aussi des effets sur l'endommagement.

L'environnement et l'état de surface sont deux paramètres qui ne sont pas nécessairement maitrisables dans les vis à rouleaux. Le premier dépend de l'isolement du composant dans l'actionneur, et l'autre dépend des procédés d'usinage du fournisseur. On peut par contre intervenir sur les conditions de contact (charge, vitesse, taux de glissement), qui sont directement reliées au design de la vis.

4.4 Influence de la pression de contact

La Figure III.21 présente l'évolution du coefficient de frottement pour deux essais réalisés dans des conditions de vitesse et de taux de glissement identiques (2 m/s, 5%), mais à deux niveaux de chargement différents (deux extrêmes de la gamme de chargement étudiés, à savoir 2.5 et 4 GPa).

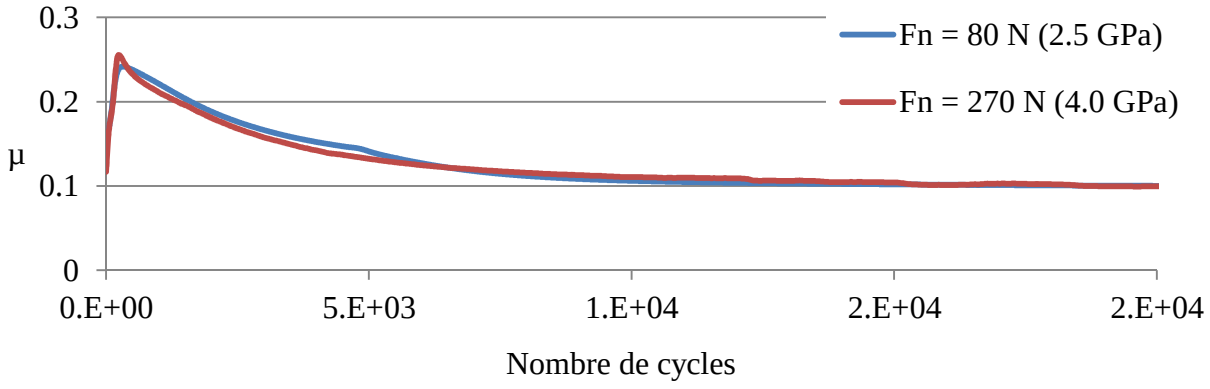


Figure III.21. Evolution du coefficient de frottement pour différentes pressions de contact : p_{max} = 2.5 GPa et 4 GPa (V_{roul} = 2 m/s, τ = 5 %).

La durée de stabilisation du coefficient de frottement et sa valeur sont identiques pour les deux valeurs de pression de contact.
L'analyse des pistes d'essai révèle simplement un élargissement de la trace, du fait de l'élargissement de l'ellipse de contact en augmentant la charge. La même expérience a été menée avec d'autres taux de glissement plus faibles (2 – 5 %) et en variant la vitesse (0.5 – 2 m/s) : le résultat est identique. Toutefois, on va voir que, pour des taux de glissement plus importants (5 – 10 %), le comportement est changé et il est difficile d'identifier l'influence de la pression.

Dans la gamme étudiée (2.5 – 4 GPa) et pour des glissements suffisamment faibles (≤ 5 %), la pression de contact n'influe pas de façon significative sur l'étape de rodage du revêtement, ni sur la valeur du coefficient de frottement en régime établi.

4.5 Influence de la vitesse de roulement

Les conclusions précédentes sont identiques pour l'effet de la vitesse de roulement dans la gamme étudiée (0.5 – 2 m/s) : le nombre de cycles avant stabilisation et la valeur du coefficient stabilisé ne varient pas en modifiant la vitesse de roulement. Plusieurs autres essais ont montré que des modifications « subites » de la vitesse pendant la phase nominale (μ stabilisé à 0.1) ne modifient pas non plus de façon significative la valeur du coefficient de frottement.

4.6 Influence du taux de glissement

Le taux de glissement est proportionnel au nombre d'aspérités en contact au passage du galet. En contact lubrifié (cf. partie II), on a vu par conséquent qu'un taux élevé favorise l'activité réactionnelle et la formation d'un tribofilm protecteur. De la même façon, on peut supposer que le taux de glissement favorise ici la formation rapide d'un film de transfert.

La Figure III.22 présente l'évolution du coefficient de frottement d'un contact WC/C (disque) – acier (galet) à 80 N et 1 m/s, pour différentes valeurs de taux de glissement transverse.

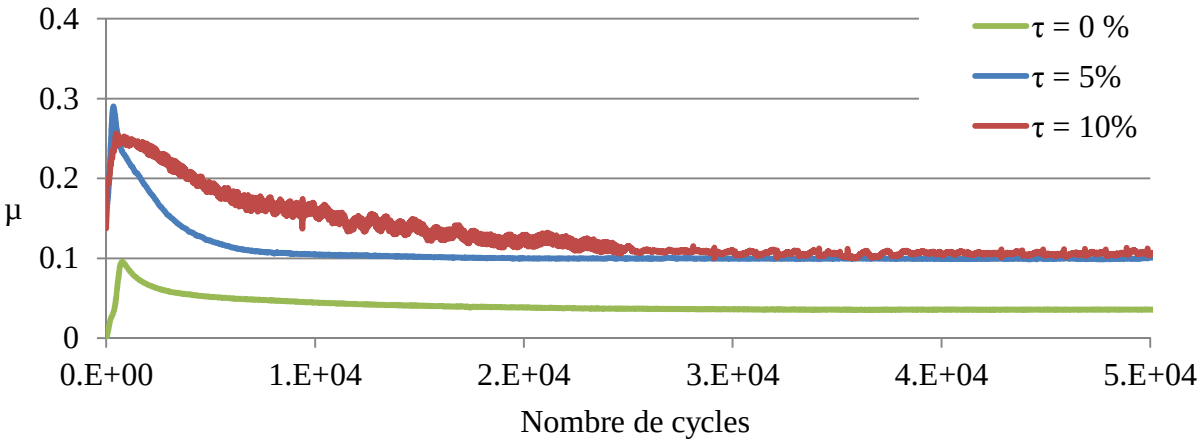


Figure III.22. Evolution du coefficient de frottement pour différentes valeurs de taux de glissement transverse (F_n = 80 N, V_{roul} = 1 m/s).

Faibles taux de glissement ($\tau \sim 0$ %)

La mesure de l'effort en glissement nul (courbe verte sur la Figure III.22) donne une valeur différente de zéro du fait de la légère composante de spin qui génère un couple mesurable par le capteur. L'essai comprend une phase d'accommodation dont la durée est plus longue (~ 3.10^3 cycles à 0 %) que pour un glissement transverse plus fort (10^3 cycles à 5 %). L'observation du galet au MEB (Figure III.23) après l'essai met en évidence la présence d'ilots de transfert répartis de façon éparse sur la trace. Lors d'essais en configuration acier – acier sans lubrification, les micro-glissements de roulement suffisaient à générer rapidement une usure adhésive. On peut donc penser que ces mêmes glissements sont ici responsables du transfert de revêtement sur le galet en acier, et donc de la formation du troisième corps.

L'étude du contact lubrifié sans glissement (cf. partie II, chapitre II.2, 3.) avait montré que les micro-glissements de roulement ne suffisaient pas pour générer un tribofilm, et que l'instauration d'un très faible glissement transverse (τ = 1 %) suffisait par contre à activer fortement les additifs de la graisse.

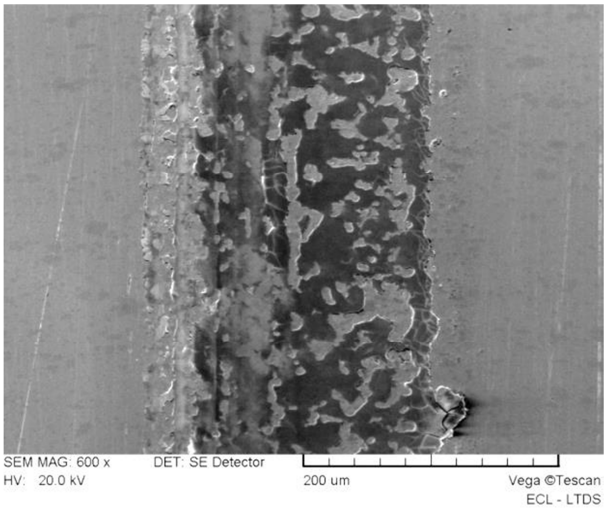


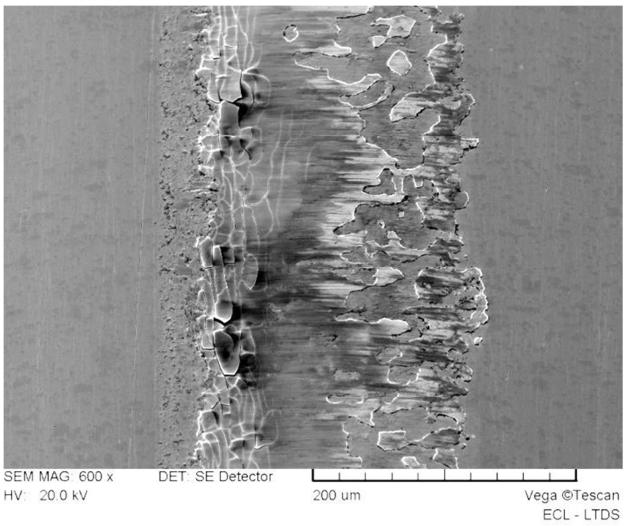
Figure III.23. Observation au MEB du film de transfert sur le galet en acier pour un essai sans glissement transverse (τ = 0 %).

Forts taux de glissement (τ = 5 - 10 %)

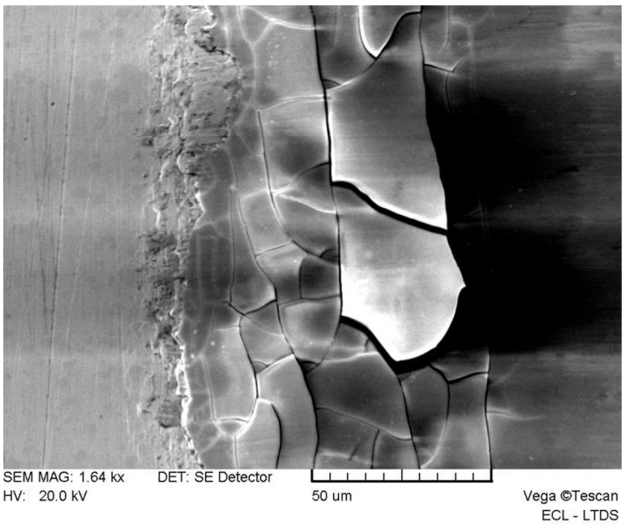
Pour un taux de glissement très élevé (courbe rouge sur la Figure III.22), la stabilisation du coefficient de frottement est systématiquement plus longue et plus chaotique que pour un taux de glissement plus modéré (5 %, courbe bleue). L'essai s'accompagne également de fortes vibrations. On a vu que la diminution progressive du coefficient de frottement correspond à la croissance d'un film de transfert. L'évolution chaotique pourrait signifier une perturbation de cette croissance.

La Figure III.24.a montre une vue générale du film de transfert sur le galet non revêtu que l'on peut comparer à celle de la Figure III.23. Le recouvrement de la surface par le tribofilm est plus important à τ = 10 %. Par ailleurs, les ilots sont « orientés » dans le sens du glissement et on distingue des fissures (Figure III.24.b) sur le bord gauche en sortie de la zone de glissement. Cette morphologie est plus visible sur la Figure III.24.c réalisée sur une coupe à 90° du galet, inclinée à 45° dans le MEB pour mettre en évidence le relief.

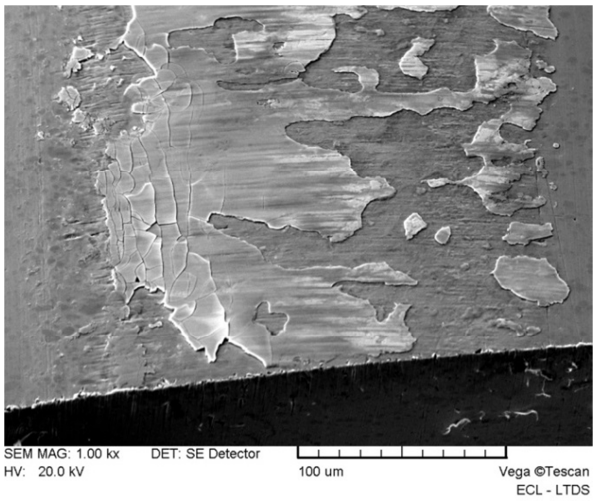
La fissuration du tribofilm peut s'expliquer par les efforts de traction importants en sortie de la zone de glissement. Ce phénomène de fissuration, que l'on constatera aussi sur la surface revêtue, sera détaillé dans le chapitre III.3 consacré à l'endommagement.



(a)



(b)



(c)

Figure III.24. Observation au MEB du film de transfert sur le galet, pour un essai avec un taux de glissement élevé (10 %) : (a) vue générale ; (b) zoom sur les écailles ; (c) coupe à 90° du galet, observée à 45°.

Ces observations permettent de formuler une hypothèse sur le comportement du tribofilm en fort glissement : un taux de glissement élevé favorise la croissance d'un film épais mais favorise également l'endommagement des ilots formés, soit par arrachement, soit par fissuration. Cet endommagement pourrait expliquer l'évolution chaotique du coefficient de frottement, et la durée élevée de la mise en place d'un tribofilm stable. On peut à nouveau faire le rapprochement avec le tribofilm formé par les additifs de la graisse : une élévation du taux de glissement favorise à la fois la formation du film et sa destruction, entraînant ainsi l'instabilité du frottement.

5 Conclusions

Les revêtements durs comme le WC/C sont considérés comme étant très prometteurs pour un grand nombre d'applications tribologiques. Toutefois, à l'instar de l'action tribochimique pour un lubrifiant liquide avec additifs, les mécanismes qui régissent son comportement sont compliqués et mettent en jeu des phénomènes à l'échelle macroscopique et à l'échelle de l'atome. De fait, la tribologie de ces revêtements est plus ou moins sensible à certaines conditions opératoires comme l'environnement ou le taux de cisaillement.

Nos observations expérimentales permettent d'établir un scénario général pour le mode de fonctionnement du revêtement WC/C. Pendant les premiers cycles, des phénomènes d'adhésion ont lieu à l'interface entre la surface en acier et la surface revêtue. Des particules résultantes de cette usure adhésive, composées d'oxydes et de constituants du revêtement, sont transférées sur la surface non revêtue, et forment un film de frottement appelé tribofilm (ou film de transfert), qui est éliminé et reformé en continu. Pour des raisons encore mal connues, les forces de cisaillement de ce film sont extrêmement faibles et garantissent le bon frottement à l'interface.
La mise en place d'un équilibre stable entre formation et usure du tribofilm se traduit par un coefficient de frottement assez élevé pendant une durée initiale allant de 10 à 30 milliers de cycles selon les conditions opératoires. Cette première étape, nécessaire mais néfaste pour le système, peut être améliorée en abaissant au maximum la rugosité [III.32, 19], et en travaillant avec des taux de glissement suffisamment faibles.

La durée de la phase de frottement stable ($\mu \sim 0.1$) est gouvernée par l'apparition d'endommagement du revêtement. Le chapitre suivant va donc présenter quels peuvent être les mécanismes d'usure du revêtement, et la manière dont ils peuvent dépendre des conditions de sollicitation.

CHAPITRE III.3 Mécanismes d'endommagement du revêtement WC/C

La présence d'un troisième corps entre les surfaces métalliques, lubrifiant ou revêtement, permet d'éviter leur endommagement. Dans le cas d'un contact ponctuel entre deux aciers inoxydables sans élément séparateur, on a vu en partie I que l'endommagement par usure adhésive intervient très rapidement. La durée de vie du système est donc gouvernée par la durée de vie du troisième corps à l'interface. On a montré en partie II que, dans le cas de la lubrification, la présence et l'action de la graisse est peu répétable et difficile à prédire. L'un des intérêts du revêtement est que sa durée de vie peut être plus répétable et plus prédictible du fait de sa structure solide. L'objectif de ce chapitre est d'analyser les deux principaux modes d'endommagement du revêtement, à savoir l'usure abrasive et la fatigue de roulement, et d'étudier leurs domaines de prédominance en fonction des conditions de sollicitions. La suite du chapitre sera consacrée à l'étude des cinétiques de chacun de ces deux modes pour établir enfin des modèles de durée de vie.

1 Endommagement par usure abrasive

1.1 Observations expérimentales

En reprenant les essais du chapitre précédent (Figure III.9) et en poursuivant au-delà de la phase nominale, on observe une augmentation du coefficient de frottement (Figure III.25).

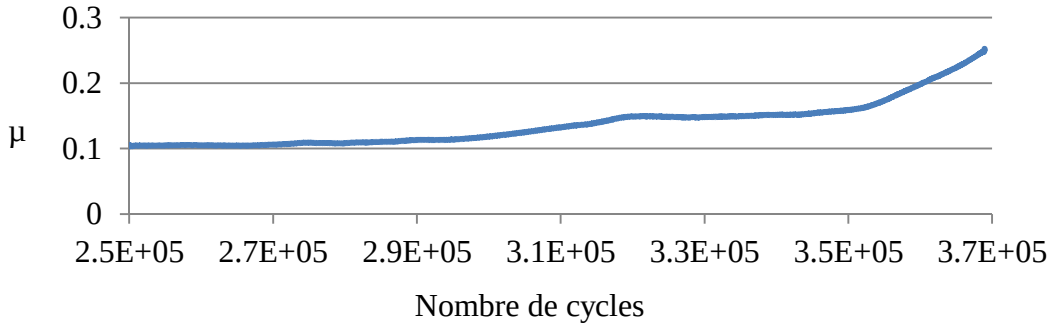


Figure III.25. Evolution du coefficient de frottement jusqu'à élimination du revêtement.

En associant l'évolution du coefficient de frottement avec les photos de la Figure III.26, on note que l'augmentation progressive correspond à un éclaircissement de la zone centrale de la piste.

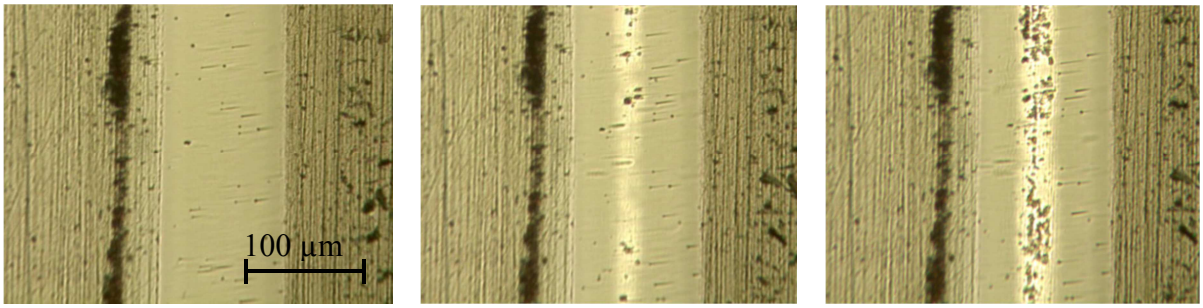


Figure III.26. Observation de la piste (disque revêtu) :
(a) $2.5.10^5$ cycles ; (b) 3.10^5 cycles ; (c) $3.5.10^5$ cycles.

Les analyses profilométriques réalisées après un essai de 3.10^5 cycles (Figure III.27.a) révèlent une profondeur d'usure proche de l'épaisseur du revêtement (~ 2.5 – 3 µm). Des profils EDX au MEB mettent en évidence une légère baisse de la teneur en carbone sur la zone éclaircie (Figure III.27.c). Il pourrait s'agir de la couche de carbure de tungstène (*WC-coating*, zone B Figure III.5) qui est effectivement moins riche en carbone que la zone multicouche WC/C. Par la suite, on visualise l'apparition d'éléments plus sombres sur la partie éclaircie de la piste (Figure III.26.c). Le profil de la trace à $3.5.10^5$ cycles (Figure III.27.b) montre que ces particules correspondent à un relief positif.

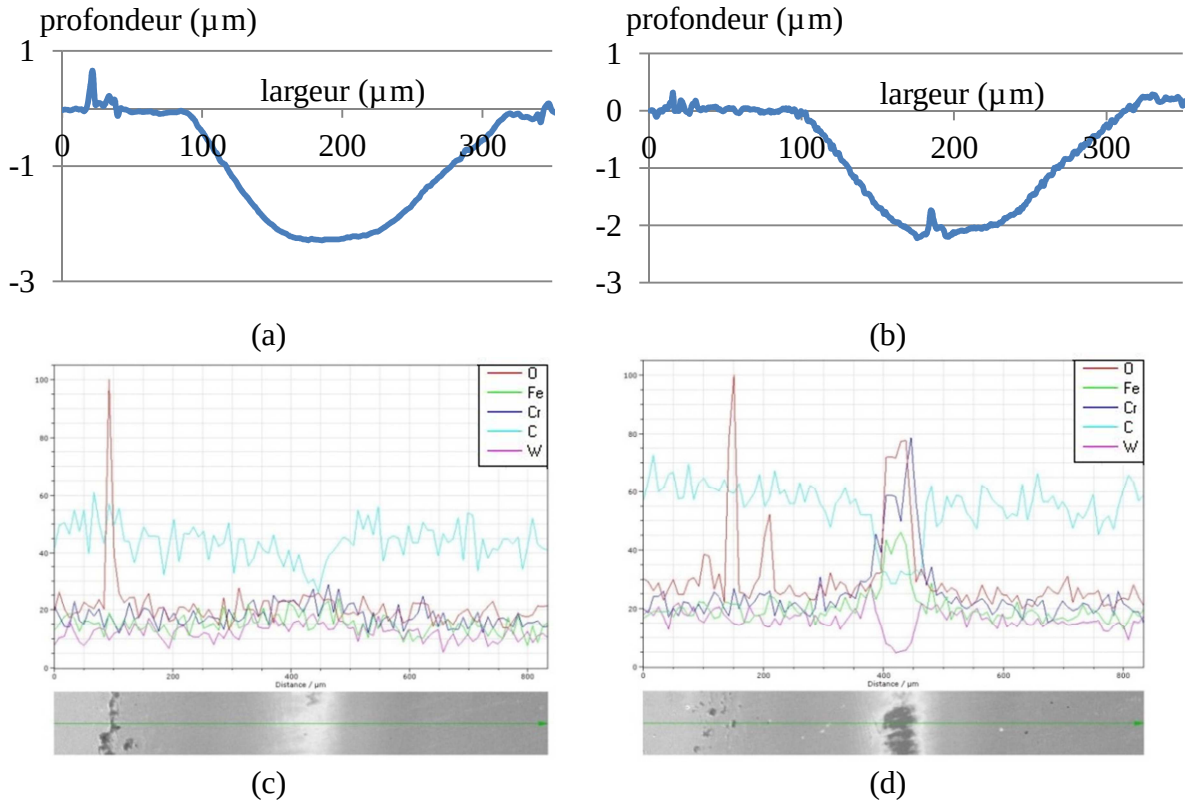
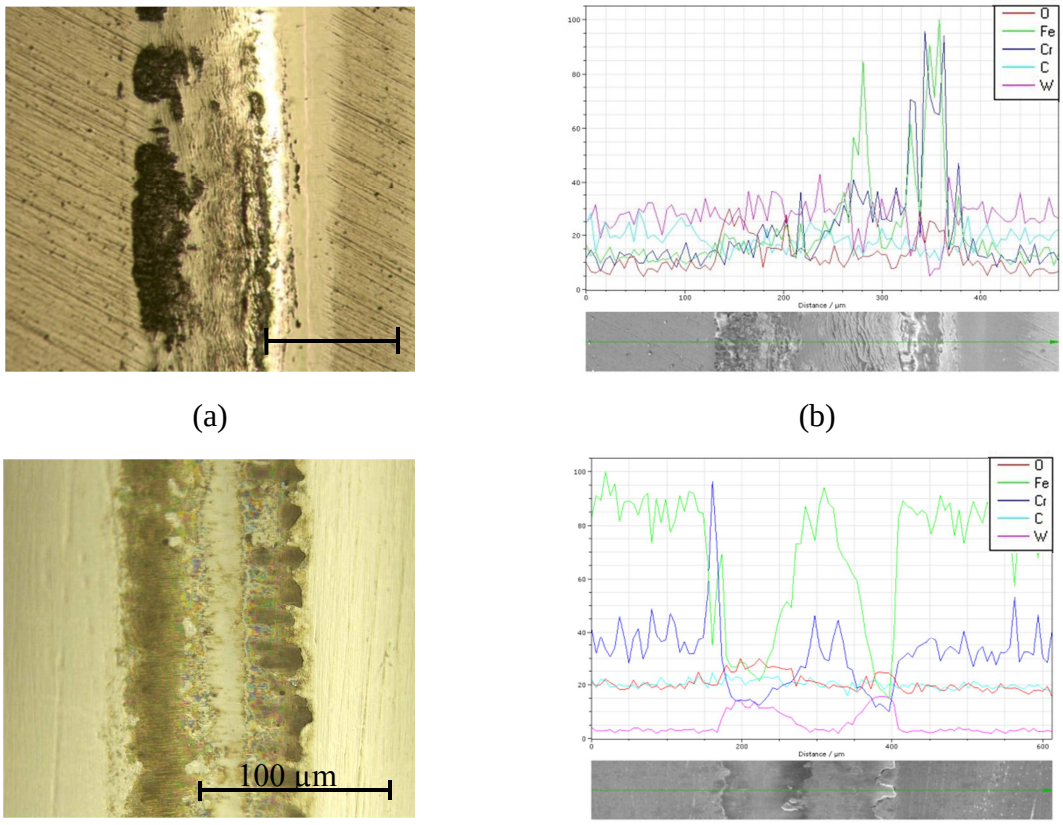


Figure III.27. Analyse de la piste d'usure :
(a) profil de la trace (3.10^5 cycles) ; (b) profil de la trace ($3.5.10^5$ cycles) ;
(c) profil EDX (3.10^5 cycles) ; (d) profil EDX ($3.5.10^5$ cycles).

Les relevés EDX (Figure III.27.d) montrent une augmentation de la concentration en oxygène, en fer et en chrome sur cette zone, ainsi qu'une chute de la teneur en tungstène et en carbone. Il s'agirait donc de particules de troisième corps qui sont re-tranférées du galet sur le disque revêtu. Les vidéos image par image montrent que ces ilots croissent uniquement sur la partie claire à mesure que celle-ci s'élargit. Il pourrait donc effectivement s'agir de la couche de carbure de tungstène qui, contrairement à la couche superficielle de WC/C, n'est pas capable de se fragiliser et de s'arracher. Des particules de troisième corps peuvent donc y adhérer.
Les phénomènes d'adhésion impliquant le carbure de tungstène sont courant dans le cas de l'usinage de l'acier par des outils en carbure de tungstène [III.33]. On peut également remarquer sur les deux profils EDX la présence d'un pic d'oxygène qui correspond aux débris d'usure à gauche de la trace (en sortie de la zone de glissement), constitués principalement d'oxydes.

En poursuivant l'essai, le coefficient de frottement continue à augmenter ($3.7.10^5$ cycles sur la Figure III.25). L'observation d'un endroit de la piste sur le disque en fin d'essai (Figure III.28.a) montre que cette évolution correspond à une destruction locale du revêtement.



(a) (b)

(c) (d)

Figure III.28. Observation de la piste à 4.10^5 cycles.
(a) image optique côté disque revêtu (b) profil EDX côté disque revêtu
(c) image optique côté galet non revêtu (d) profil EDX côté galet non revêtu

Le faciès est assez difficile à interpréter. On y distingue plusieurs morphologies : une abrasion très prononcée au centre (zone brillante), et des traces de fissuration et de délamination sur la partie gauche. On remarque sur le profil EDX (Figure III.28.b) que les teneurs en chrome et en fer sur la zone brillante sont particulièrement élevées. Cette zone pourrait correspondre à la couche de chrome (*Cr-interlayer*, zone A Figure III.5) et à une partie du substrat en acier mis en évidence. L'adhésion et la délamination grossière sur la partie gauche sont vraisemblablement liées à l'épaisseur du revêtement usé devenue trop faible pour supporter la charge. L'observation de la piste sur le galet (Figure III.28.c) révèle un tribofilm réparti en deux bandes symétriques, avec une bande centrale dépourvue de troisième corps. Le relevé EDX (Figure III.28.d) présente des teneurs en chrome et en fer au centre de la trace identiques à celles à l'extérieur de la trace. La bande centrale correspond donc bien à l'acier du galet dépourvu de troisième corps à sa surface. Ce résultat peut être corrélé avec celui de la Figure III.27 qui montre à l'inverse la présence de ce troisième corps sur le disque en fin d'essai. On pourrait en conclure que les éléments constitutifs du troisième corps sont potentiellement plus adhérents à la surface du carbure de tungstène, une fois en surface, qu'à celle de l'acier.

Certains essais dans les mêmes conditions ont été amenés au-delà de $3.7.10^5$ cycles : le coefficient de frottement continue à évoluer de façon chaotique, jusqu'à des valeurs proches de celles du contact acier-acier ($\mu \sim 0.5$). La piste présente des phénomènes de délamination et d'adhésion grossière généralisés et compliqués à interpréter. A ce stade, le revêtement n'assure plus sa fonction, et on va donc s'intéresser principalement aux phénomènes qui interviennent avant sa destruction.

1.2 Synthèse sur les mécanismes d'abrasion

L'analyse des faciès d'usure au cours des cycles montre une apparition très progressive des couches inférieures, qui témoigne d'une usure abrasive douce par polissage. Ce phénomène est considéré par plusieurs auteurs comme le mode d'endommagement principal de ce type de revêtement [III.20, 21].
L'origine de cette usure abrasive peut être expliquée de la façon suivante : une fois en régime stationnaire, le contact fonctionne grâce à la présence d'un troisième corps « lubrifiant » plus ou moins adhérent à la surface antagoniste non revêtue, qui est continuellement éliminé puis reformé grâce à des phénomènes d'adhésion. Une fois transférées sur la surface métallique, les particules de DLC sont écrouies et lissées, et forment un film de glissement conforme à la piste revêtue. Lors du glissement, ces ilots sont partiellement détruits, puis remplacés par de nouvelles particules de transfert. L'abrasion progressive du revêtement est donc le résultat global de la formation puis de l'éjection en continu du troisième corps qui en est issu.

Le résultat de cette abrasion se décompose en deux étapes : une augmentation lente du coefficient de frottement à l'apparition de la couche de carbure de tungstène (i.e. la couche intermédiaire entre le flash de chrome et l'épaisseur multicouche de WC/C) à laquelle adhèrent des particules de troisième corps, puis une augmentation plus rapide qui correspond à l'apparition de la couche de chrome et du substrat, et à un endommagement généralisé par délamination grossière. La Figure III.29 récapitule les différentes étapes de ce type d'endommagement.

Ce mode d'usure progressif doit permettre d'établir un modèle de durée de vie du revêtement. L'augmentation légère du coefficient de frottement après abrasion de la couche « fonctionnelle » du revêtement peut par ailleurs servir de critère de fin de vie, puisqu'elle anticipe sa destruction globale. Les cinétiques d'abrasion du revêtement seront détaillées dans les paragraphes 3 et 4 de ce chapitre.

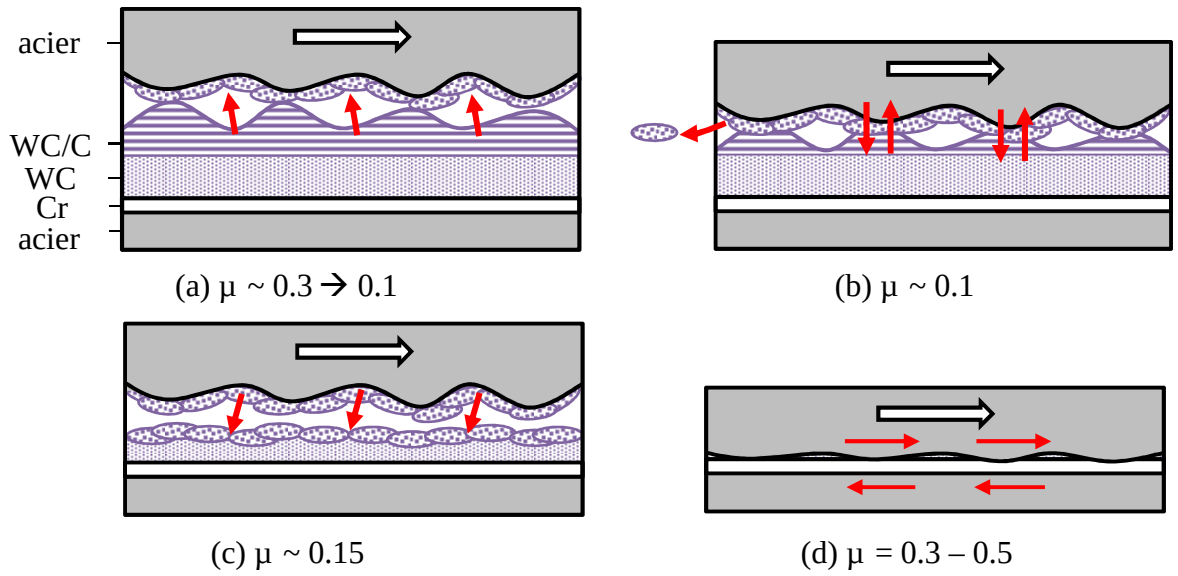


Figure III.29. Scénario de l'endommagement par usure abrasive au centre de la piste :
(a) formation du troisième corps sur la surface non revêtue ;
(b) éjection et reformation du troisième corps, consommation de la couche de WC/C ;
(c) transfert de troisième corps sur la couche de WC et usure de cette couche ;
(d) usure de la couche de Cr, puis contact acier /acier ;

2 Endommagement par fatigue

2.1 Observations expérimentales

Les essais présentés dans la partie précédente ont été réalisés avec des taux de glissement de 5%. Des essais avec des taux de glissement plus faibles (entre 1 et 5 %) ou bien beaucoup plus élevés (entre 8 et 10 %) mettent en évidence une fissuration parfois suivie d'une délamination partielle du revêtement, bien avant l'abrasion totale de l'épaisseur multicouche. On va donc étudier dans un premier temps le phénomène de fissuration, puis voir de quelle façon évolue le revêtement une fois fissuré.

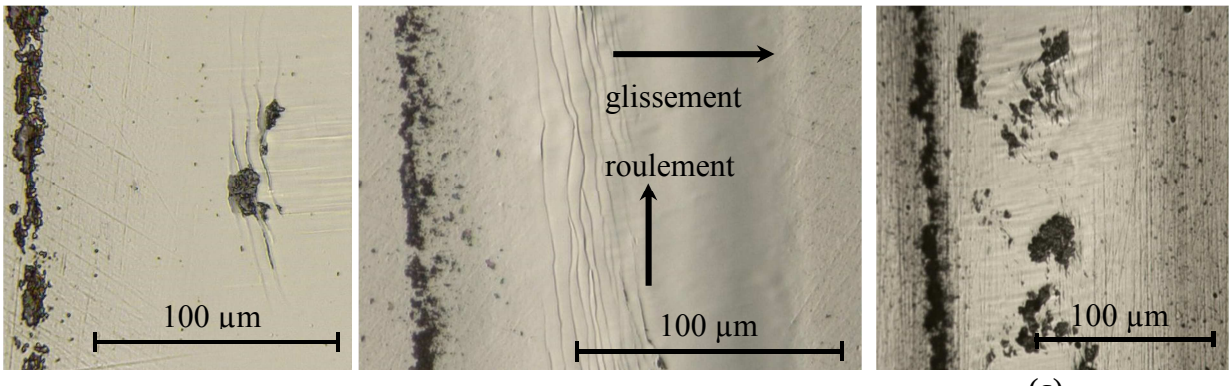
Pendant le régime stationnaire (étape II sur la Figure III.9.), les films image par image rendent compte de l'apparition progressive de fissures sur la trace. Ce phénomène n'entraîne pas de modification du coefficient de frottement.

Types de fissures

Trois types de faciès de fissuration ont été observés, selon les conditions d'essai :

- une fissuration localisée (Figure III.30.a) que l'on peut relier à un défaut de surface. Les fissures formées sont courtes et ne se propagent pas au cours de l'essai.
- une fissuration progressive ne s'initiant pas sur un site préférentiel, et couvrant tout le périmètre de la piste (Figure III.30.b) avec un nombre de fissures qui s'accroît au cours des cycles.
- une fissuration sévère apparaissant dès les premiers cycles (Figure III.30.c), qui s'accompagne d'une délamination généralisée. Ce cas de figure apparaît pour des pressions de contact très importantes (3 – 4 GPa) et des taux de glissement très élevés (8 – 10 %).

L'apparition de fissures locales (a) est très aléatoire et n'a pas de répercussions sur le comportement tribologique. L'endommagement sévère (c) intervient très rapidement et s'accompagne d'un coefficient de frottement élevé qui ne se stabilise pas. On s'intéressera donc plus particulièrement au deuxième type de fissuration (b) qui lui est progressif.

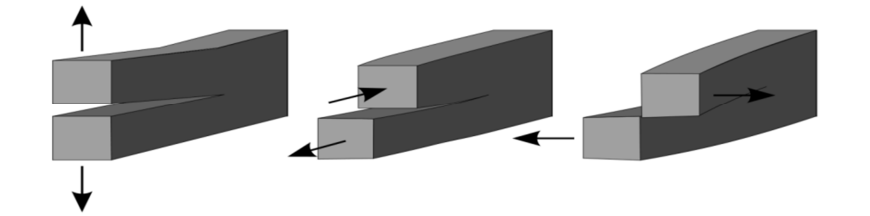


(a) (b) (c)

Figure III.30. Observation du phénomène de fissuration sur le disque revêtu :
(a) fissuration localisée ; (b) fissuration généralisée ; (c) fissuration et délamination immédiate.

2.2 Origine de la fissuration

Les directions de roulement et de glissement sont reprécisées sur la Figure III.30.b. On remarque alors que les fissures sont systématiquement dirigées dans le sens du roulement, autrement dit perpendiculairement à la direction de glissement. Il existe trois modes de propagation d'une fissure (Figure III.31). Le plus courant est le mode I, où la fissure se propage sous l'effet d'une contrainte de traction. C'est le mode qui nécessite le moins d'énergie, et c'est donc celui qu'emprunte naturellement la fissure. La morphologie des fissures observées ici correspond à ce mode.

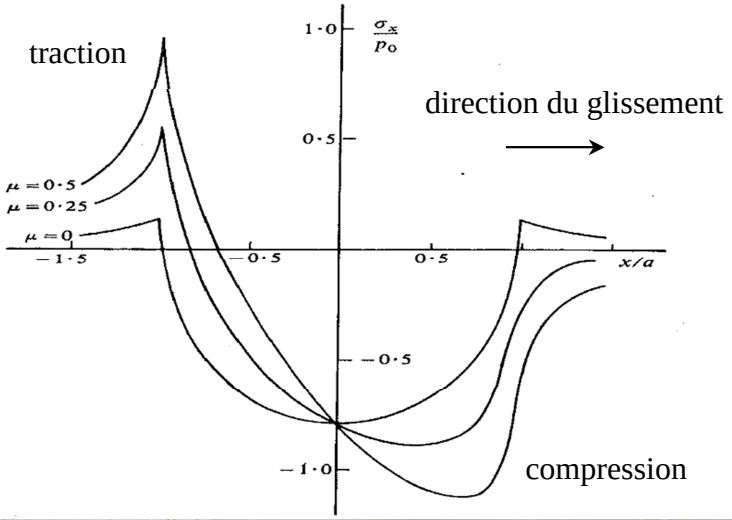


(a) (b) (c)

Figure III.31. Modes de propagation d'une fissure [III.34] :
(a) mode I : ouverture sous traction ; (b) mode II : cisaillement ; (c) mode III : vissage

On note par ailleurs que les fissures sont situées sur le bord gauche de la trace (Figure III.30.b), c'est-à-dire en sortie de la zone de glissement. Cette disposition peut être reliée à la répartition des contraintes de cisaillement dans un contact en glissement : la courbe de la Figure III.32.a est issue de l'expression de la contrainte de cisaillement en surface proposée par Hamilton et Goodman [III.35, 36] dans le cas d'un contact bille-plan en glissement. Elle est associée avec une observation des fissures en Figure III.32.b. L'avant du contact glissant est soumis à des contraintes de compression et la zone arrière à des contraintes de traction. Les fissures sont donc visiblement générées en mode I [III.37] par des contraintes de traction à l'arrière de la zone de glissement, c'est-à-dire sur le bord gauche de la trace.

(a)



(b)

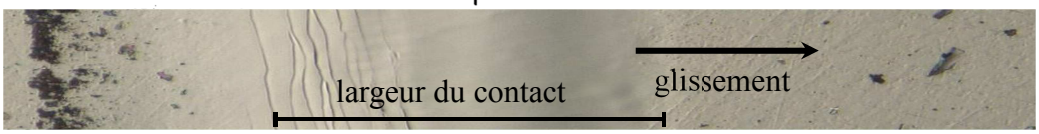


Figure III.32. (a) Distribution des contraintes de cisaillement en glissement [III.35] ;
(b) Observation correspondante sur la piste.

2.3 Zone d'amorçage des fissures

Des coupes à 90° du revêtement fissuré ont été observées au MEB en inclinant l'échantillon à 45° de façon à observer simultanément la surface du contact et le revêtement en coupe (Figure III.33).

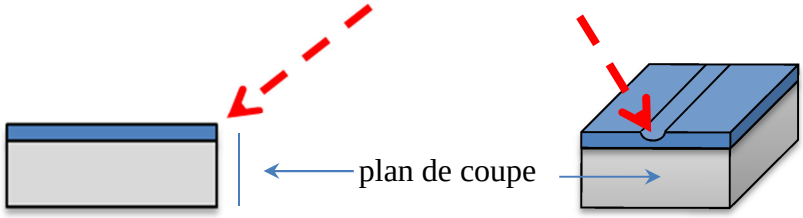


Figure III.33. Angle d'observation de la coupe.

On distingue nettement sur la Figure III.34 la ligne claire correspondant à la couche de chrome pour l'adhésion entre le substrat en acier et le revêtement dont l'épaisseur peut être évaluée à 3 µm. Il est plus délicat de différencier la couche de carbure de tungstène et la partie multicouche WC/C.
Cette image MEB renseigne également sur la profondeur des fissures et sur leur origine. Toutes les fissures sont présentes en surface mais certaines n'atteignent pas la couche de chrome. Par ailleurs, on ne distingue pas de fissure à l'intérieur du substrat. Les fissures observées sont donc amorcées soit en surface, soit à l'intérieur du revêtement. La littérature fait toutefois davantage référence à l'amorçage en surface [III.38].
Plusieurs auteurs [III.17, 18] ont par ailleurs mis en évidence une structure colonnaire contenant des porosités pouvant agir comme des sites d'amorçage de fissures. La Figure III.35 montre des irrégularités de structure pouvant s'apparenter à ce type de porosités.

Il faut noter que les coupes ne mettent pas en évidence de déformation plastique significative sous le contact, y compris pour les essais fortement chargés (3 – 4 GPa).

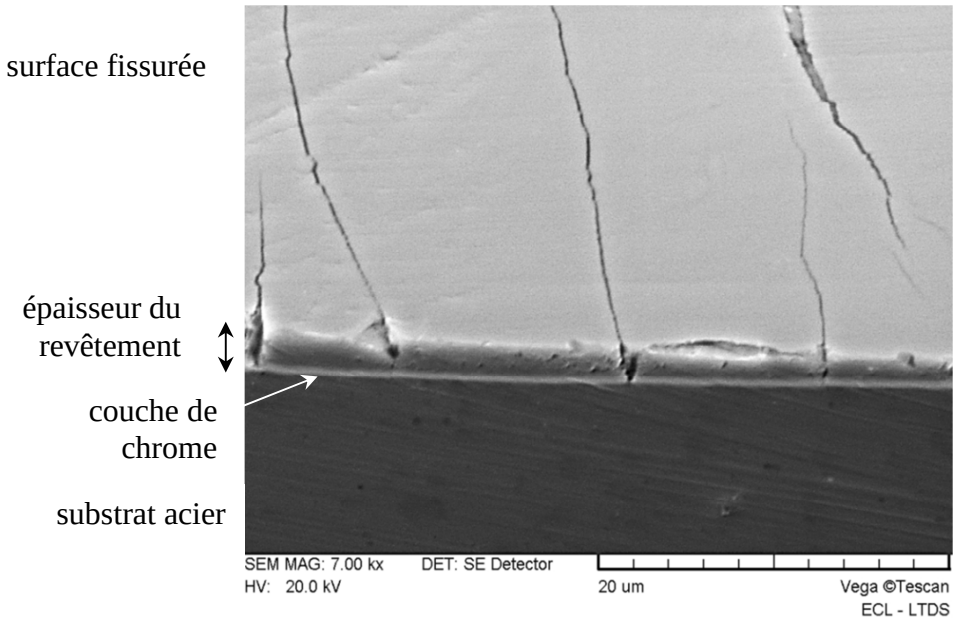


Figure III.34. Observation MEB en coupe du revêtement fissuré.

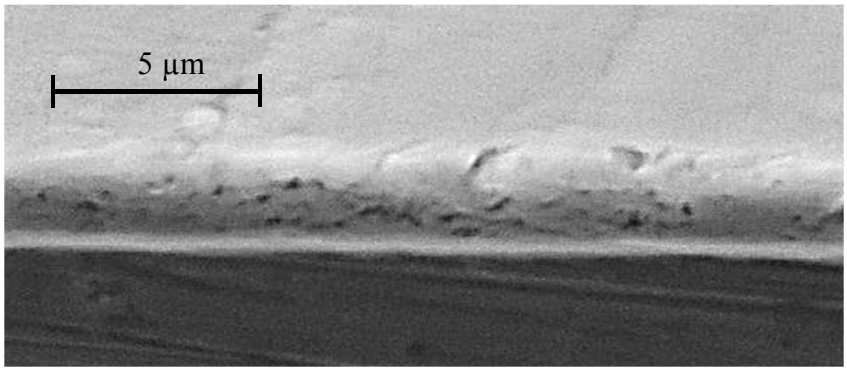


Figure III.35. Observation MEB en coupe des porosités dans le revêtement.

2.4 Mécanismes de propagation des fissures

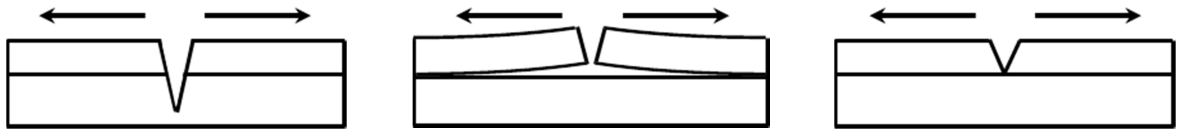
D'après la théorie d'Irwin [III.34], la capacité d'une fissure à se propager dans un matériau est souvent reliée à deux paramètres :

- le facteur d'intensité des contraintes (K) qui dépend de la géométrie de la pièce fissurée, de la longueur de la fissure et du chargement appliqué et
- la ténacité du matériau (K_c), i.e. sa résistance intrinsèque à la propagation d'une fissure en mode I.

On considère alors qu'une fissure se propage si

$$K > K_c$$

Dans le cas d'un revêtement, la fissure peut se propager de deux façons : en pénétrant à l'intérieur du substrat (Figure III.36.a), ou bien en se propageant à l'interface entre le revêtement et le substrat (Figure III.36.b). Elle peut aussi s'arrêter à l'interface entre le revêtement et le substrat (Figure III.36.c).



(a) (b) (c)

Figure III.36. Modes de propagation d'une fissure :
(a) pénétration de la fissure dans le substrat ; (b) propagation de la fissure à l'interface ;
(c) arrêt de la fissure à l'interface.

Dans la littérature [III.39, 40, 41], la prédisposition d'un système à l'un ou l'autre des modes est généralement établie par le critère suivant, où les indices *i* et *s* correspondent respectivement à l'interface et au substrat.

$$\frac{K_i}{K_s} > \frac{K_{c\,i}}{K_{c\,s}}$$

Si l'inégalité est vérifiée, la fissure se propage à l'interface (b). Sinon, elle pénètre dans le matériau (a). Par ailleurs, la propagation d'une fissure à l'interface s'effectue en mode II et demande donc beaucoup plus d'énergie qu'une propagation en mode I [III.42]. Dans notre cas

(Figure III.36.c), la fissure ne semble se propager ni dans le substrat ni à l'interface, ce qui signifie que le critère n'est vérifié ni dans le substrat ni à l'interface.

Il est donc probable que les ténacités de l'acier et de l'interface soient trop élevées par rapport à la contrainte appliquée. Plusieurs auteurs observent également l'absence de propagation à l'interface, qu'ils relient à la forte adhérence de la couche de chrome au substrat métallique [III.20, 21].

2.5 Comportement du revêtement fissuré

Une fois amorcées, les fissures n'évoluent pas de la même façon selon l'amplitude du taux de glissement.

Faible taux de glissement ($\tau \leq 5\%$)

La Figure III.37 montre l'évolution du coefficient de frottement pour un essai réalisé avec un taux de glissement de 2 %, à 80 N et 1 m/s (courbe bleue). Dès 10^5 cycles, une fissuration très légère apparaît (Figure III.38.a). Elle n'a d'abord pas d'impact sur le coefficient de frottement. En poursuivant l'essai, à $1.6.10^5$ cycles, on assiste à une augmentation rapide du coefficient de frottement ($\mu \sim 0.13$-0.15) qui correspond à l'apparition de fissures plus marquées et plus nombreuses. Cette fissuration généralisée entraîne un élargissement de la surface de contact (Figure III.38.b). Par la suite, le coefficient de frottement diminue légèrement et se stabilise à une valeur supérieure à 0.1 (variable selon les essais). A 5.10^5 cycles, les fissures sont « lissées » et moins visibles.

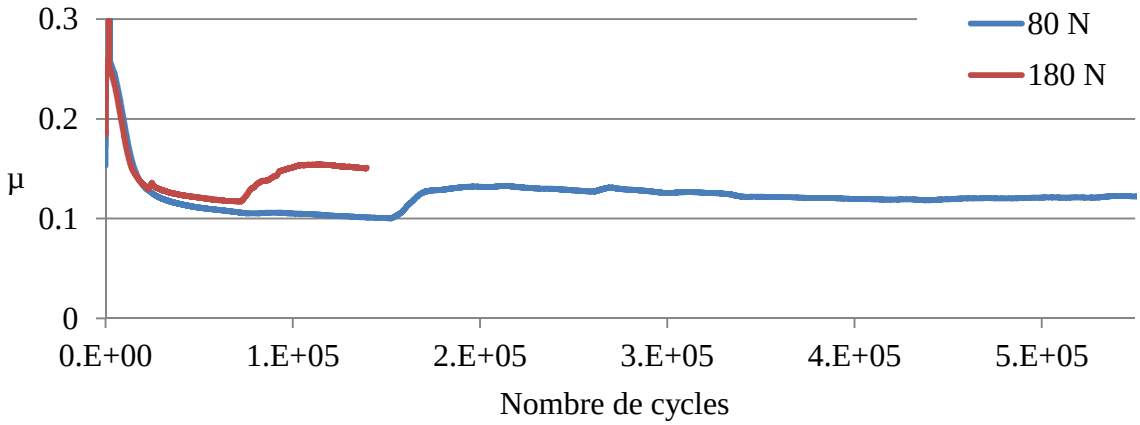
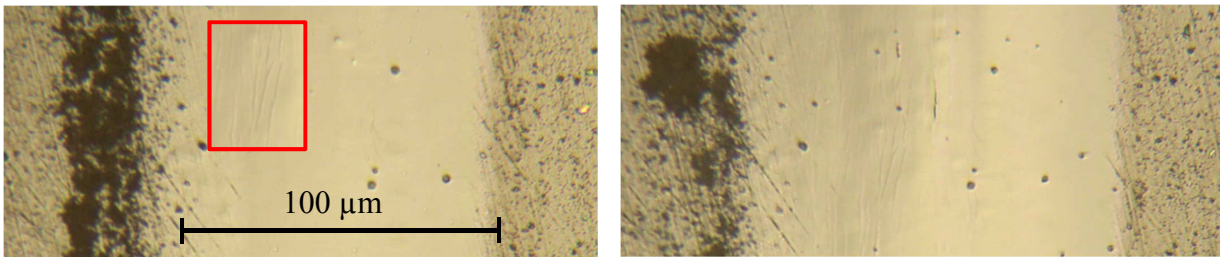


Figure III.37. Evolutions du coefficient de frottement pour deux niveaux d'effort normal (1 m/s, 2 %).



(a) (b)

Figure III.38. Observation de la piste au cours de l'essai (80 N, 1 m/s, 2 %).
(a) 10^5 cycles ; (b) $1.6.10^5$ cycles

La Figure III.39 montre une coupe de cette piste en fin d'essai. On ne voit pas de fissure pénétrer en profondeur dans le substrat, mais on note une irrégularité du substrat sous le revêtement fissuré (flèches rouges) : entre chaque fissure, l'ensemble substrat + revêtement n'est pas à la même « hauteur ». Il se peut qu'une fois formées, les fissures soient « ouvertes » à chaque passage du galet, entraînant une augmentation locale de la rugosité. La répartition de la pression de contact n'est alors plus homogène à cet endroit, ce qui entraîne des sur-contraintes sur les « plaques » de revêtement fissuré, suffisantes pour plastifier et enfoncer légèrement le substrat dont la dureté est plus faible.

L'augmentation du coefficient de frottement avec la fissuration puis sa stabilisation peuvent donc s'expliquer par la détérioration de la rugosité du fait de cette déformation du substrat, puis par le « polissage » de ces aspérités.

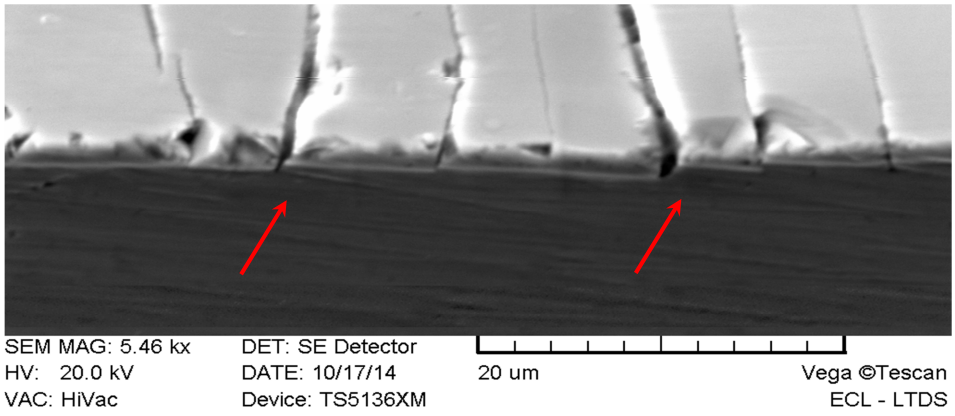
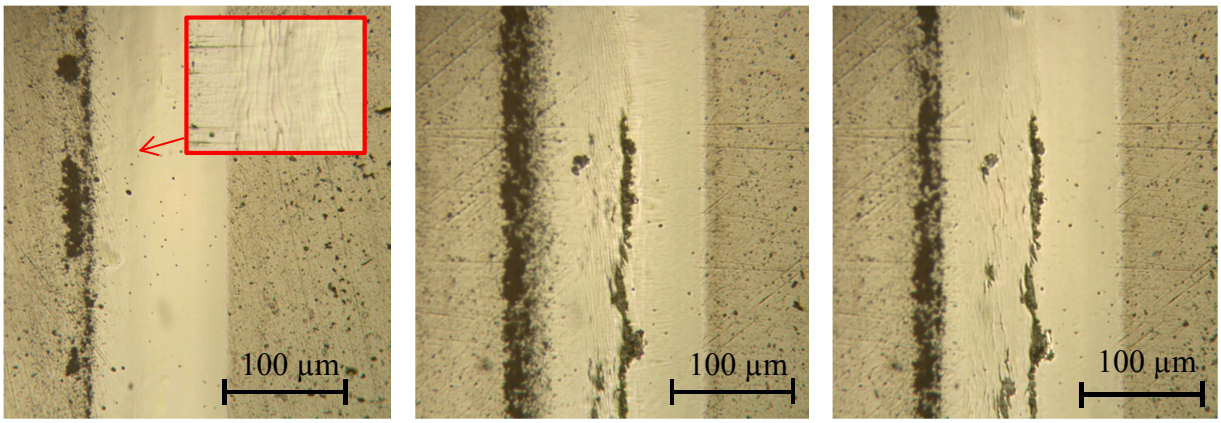


Figure III.39. Observation MEB en coupe de la déformation du substrat après fissuration.

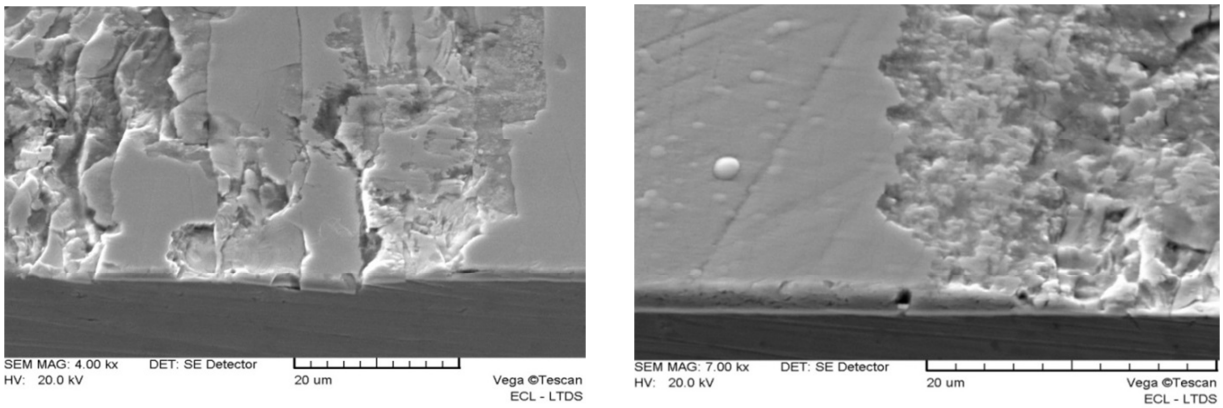
La même série d'essais réalisée à plus forte charge (180 N) montre une évolution du coefficient de frottement semblable (courbe rouge sur la Figure III.37), avec une augmentation du coefficient de frottement liée à la fissuration du revêtement, qui intervient plus tôt qu'à 80 N. Les photos prises durant l'essai montrent que cette fissuration généralisée (Figure III.40.a) s'accompagne cette fois d'une délamination (Figure III.40.b). Le coefficient se stabilise ensuite comme pour les essais à 80 N. Les écaillages formés le long de la piste n'évoluent plus et sont alors simplement « lissés » au fur et à mesure que l'essai se poursuit (Figure III.40.c).



(a) (b) (c)

Figure III.40. Observation de la piste au cours de l'essai (180 N, 1 m/s, 2 %) : (a) $0.5.10^5$ cycles ; (b) $0.8.10^5$ cycles ; (c) $1.3.10^5$ cycles.

Une coupe de la piste du disque (Figure III.41) est à nouveau réalisée en fin d'essai ($1.3.10^5$ cycles) : on observe sur les images MEB que l'écaillage a lieu à l'intérieur du revêtement. Des relevés EDX effectués sur ce type de délamination ne montrent en effet pas de variation de composition chimique (une autre possibilité aurait pu être un écaillage à l'interface entre le substrat et le revêtement). Le faciès écaillé est très irrégulier et « noduleux ». On peut cependant distinguer des « plans » d'écaillage parallèles à la surface, en particulier à droite de la Figure III.41.a. On retrouve par ailleurs sur la Figure III.41.a la déformation plastique sous les plaques de revêtement fissuré, déjà observée sur la Figure III.39.

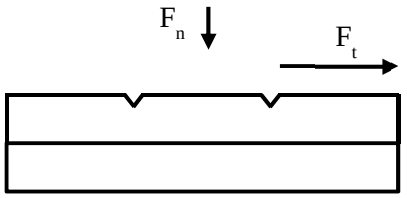


(a) (b)

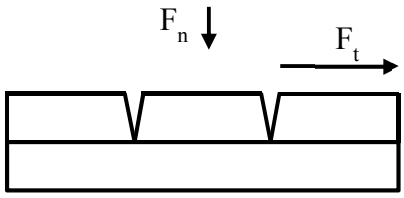
Figure III.41. Observation MEB en coupe de l'écaillage :
(a) grossissement x 4000 ; (b) grossissement x 7000.

En conclusion, pour des contraintes de cisaillement suffisantes, les fissures peuvent se propager en mode II (parallèlement à la surface) et aboutir à des écaillages. On peut supposer que les sur-contraintes qui initient ces décohésions sont liées à la rugosité du revêtement fissuré.

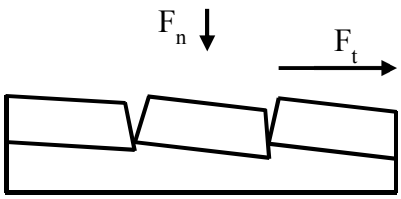
Les mécanismes de fissuration et délamination sont schématisés sur la Figure III.42.



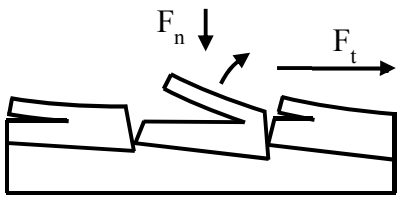
1. amorçage des fissures en surface



2. propagation des fissures jusqu'à l'interface



3. déformation plastique du substrat sous le revêtement fissuré



4. délamination interne du revêtement (si cisaillement suffisant)

Figure III.42. Evolution du revêtement sur la partie fissurée en faibles taux de glissement.

Ce type de délamination a été observé par Yonekura *et al.* [III.20] (Figure III.7.a) spécifiquement pour des revêtements de type WC/C testés sur des roulements à rouleaux (sollicitations en roulement/glissement proches de celles étudiées ici). Les auteurs attribuent ces micro-délaminations à un frottement trop sévère (cisaillement trop important). D'autres auteurs font également référence à ce type de délamination pour le WC/C [III.21, 24]. Ils observent aussi un polissage progressif du revêtement écaillé après délamination. Ils déduisent enfin de ces observations que l'adhérence du revêtement au substrat via la couche de chrome est très forte et suffisante pour empêcher une délamination à l'interface. Cet aspect est intéressant concernant la durabilité du système puisque, malgré ces endommagements, le revêtement est toujours présent et évite aux surfaces métalliques d'entrer en contact. Ces phénomènes restent toutefois préjudiciables puisqu'ils détériorent la valeur du coefficient de frottement.

En poursuivant les essais réalisés à faibles taux de glissement (courbe bleue sur la Figure III.43), on remarque entre 5.10^5 et 6.10^5 cycles une nouvelle augmentation du coefficient de frottement. Les photos, non présentées ici, montrent que celle-ci correspond à l'apparition des couches inférieures observées pour l'endommagement par abrasion. Le mode d'usure principal qui régit la durée de vie reste donc l'usure abrasive.

Fort taux de glissement ($\tau \geq 5\%$)

Pour des taux de glissement plus importants, les phénomènes de fissuration de la piste sont plus difficiles à observer. Ils n'ont d'ailleurs pas été présentés dans la partie relative à l'usure abrasive. La Figure III.43 compare les évolutions typiques du coefficient de frottement à même charge (80 N) et même vitesse (1 m/s) et pour deux taux de glissement différents (2 % et 5 %). L'augmentation finale du coefficient de frottement, qui correspond à l'élimination totale des couches supérieures par abrasion, intervient logiquement plus tôt pour les essais à plus forts taux de glissement (5 % courbe rouge) puisque la distance de glissement à chaque cycle est plus importante. L'augmentation rapide liée à la fissuration/délamination du revêtement n'apparaît cependant pas pour les essais à fort taux de glissement.

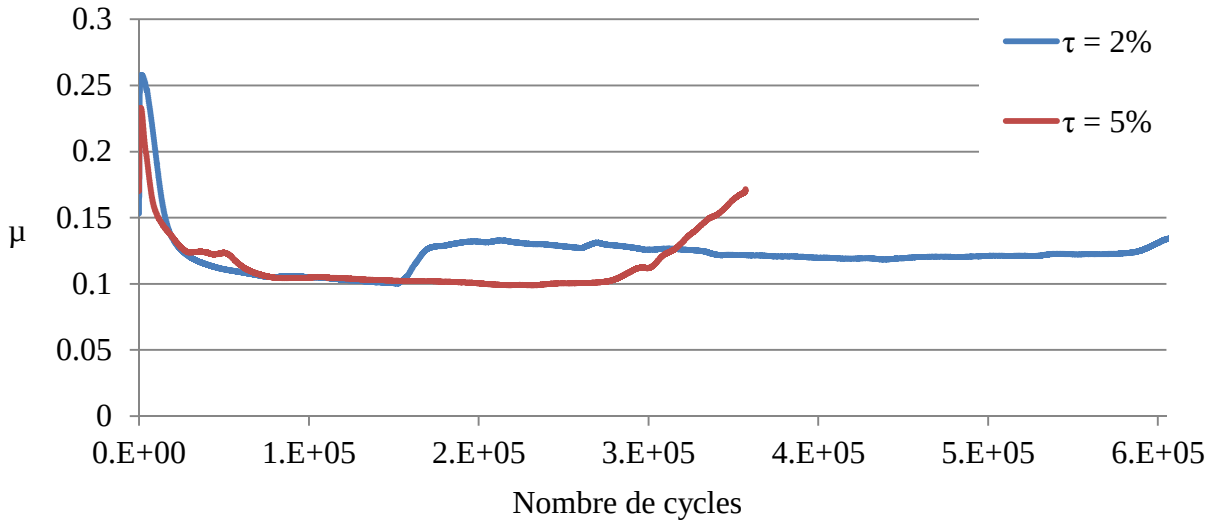
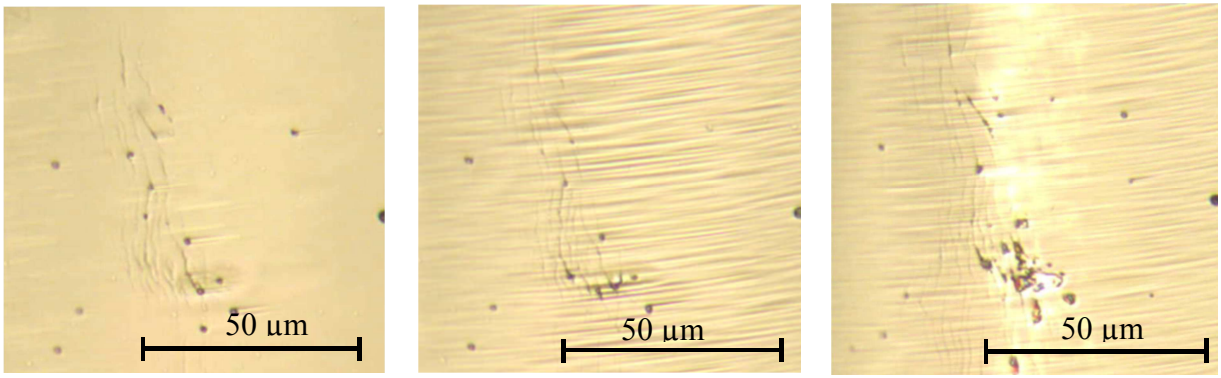


Figure III.43. Comparaison de l'évolution du coefficient de frottement pour différents taux de glissements (80 N, 1 m/s).

Des images réalisées tout au long d'un essai à 5 % (Figure III.44.a) montrent une fissuration légère en début d'essai, identique à celle observée pour les essais à 2 %, mais on distingue par la suite (Figure III.44.b) une atténuation de ces fissures avec l'apparition de stries d'abrasion dirigées dans le sens du glissement. En fin d'essai (Figure III.44.c), on retrouve la zone claire au centre de la trace qui témoigne de l'abrasion totale de la couche supérieure de WC/C.



(a) (b) (c)

Figure III.44. Observation de la piste sur le disque revêtu au cours de l'essai à τ = 5 % : (a) $0.5.10^5$ cycles ; (b) 2.10^5 cycles ; (c) $3.5.10^5$ cycles.

Ces observations révèlent une compétition entre les phénomènes d'abrasion et de fatigue, avec deux aspects. D'une part, pour des taux de glissement suffisamment élevés, l'abrasion est plus rapide que la fissuration qui nécessite un certain nombre de cycles pour amorcer et propager les fissures. D'autre part, le polissage excessif du revêtement aux forts taux de glissements limite les efforts de cisaillement à l'interface et limite l'ouverture des fissures et la délamination. Il est aussi probable que, pour ces forts taux de glissement, la vitesse d'usure du revêtement soit aussi plus grande que la vitesse de propagation des fissures vers le substrat : la matière fissurée serait donc abradée plus vite que ne s'y propage la fissure. Ces conclusions sont schématisées sur la Figure III.45, qui peut alors être comparée à la Figure III.42.



1. amorçage des fissures en surface 2. abrasion du revêtement fissuré

Figure III.45. Evolution du revêtement sur la partie fissurée en forts taux de glissement.

2.6 Conclusions

Les passages répétés du galet en glissement génèrent une fissuration localisée sur la zone de traction (sortie du glissement du galet). Ces fissures sont vraisemblablement amorcées en surface, et se propagent jusqu'au substrat, sans y pénétrer. Le revêtement fissuré supporte la charge de façon moins homogène, ce qui provoque un léger enfoncement du revêtement dans

le substrat. Ceci augmente localement les contraintes de cisaillement et peut conduire à une délamination partielle à l'intérieur du dépôt.
La fissuration, et la délamination qui l'accompagne, provoquent une légère augmentation du coefficient de frottement. Une fois écaillé, le revêtement est à nouveau lissé, et le coefficient se stabilise à une valeur légèrement plus élevée que la normale.
Une compétition entre l'usure et l'écaillage a été constatée. Elle est schématisée sur les Figures III.42 et III.45 : pour un taux de glissement suffisant, le revêtement est usé plus vite que les fissures ne s'y propagent, et l'écaillage est évité.
Ce type d'interaction entre les phénomènes d'abrasion et de fissuration apparaît aussi dans les problématiques de fretting où une augmentation de l'amplitude de glissement permet en fait de limiter la profondeur des fissures lors du passage du régime de glissement partiel à celui de glissement total [III.43].

3 Influence des conditions opératoires sur l'endommagement

L'usure progressive par abrasion est inévitable et constitue le mode d'endommagement principal du revêtement. Cependant, lorsque le taux de glissement est suffisamment faible, des phénomènes de fissuration se produisent avant l'abrasion totale du revêtement et détériorent le frottement pendant la phase nominale. Ces fissures peuvent donner lieu à une délamination partielle interne au revêtement quand l'effort normal est important. Ces phénomènes de délamination peuvent également apparaître dès le début de l'essai et dégrader totalement le revêtement lorsque les contraintes de pression et de cisaillement sont très élevées (Figure III.30.c). L'endommagement varie donc avec les conditions de contact. On propose par conséquent de mener des essais dans toutes les gammes de pression, de vitesse et de taux de glissement, de façon à cartographier le type d'endommagement en fonction des sollicitations dans le contact. Les cinétiques de ces deux modes d'endommagement seront ensuite détaillées.

3.1 Influence des conditions opératoires sur le mode d'endommagement

Influence de la vitesse de roulement

Dans le chapitre précédent, il a été constaté que la vitesse a peu d'influence sur la phase d'accommodation, de même que sur la valeur du coefficient de frottement stabilisé. Les essais réalisés dans des conditions de pression, de glissement et de vitesse variées ont montré que cette vitesse de roulement (entre 0.5 et 2 m/s) ne jouait pas non plus sur le type d'endommagement prépondérant. Ce paramètre ne sera par conséquent pas pris en compte dans la cartographie des modes d'endommagement.

Influence du taux de glissement

A des charges entre 80 N et 130 N, la fissuration n'est visible que pour des taux de glissement suffisamment faibles (< 5 %). Le cas particulier de l'endommagement à τ = 0 % n'a toutefois pas encore été présenté. Quelques essais ont donc été réalisés en roulement sans glissement transverse : la mesure de l'effort tangentiel (Figure III.46) donne une valeur différente de zéro du fait de la légère composante de spin qui génère un couple mesurable par le capteur.

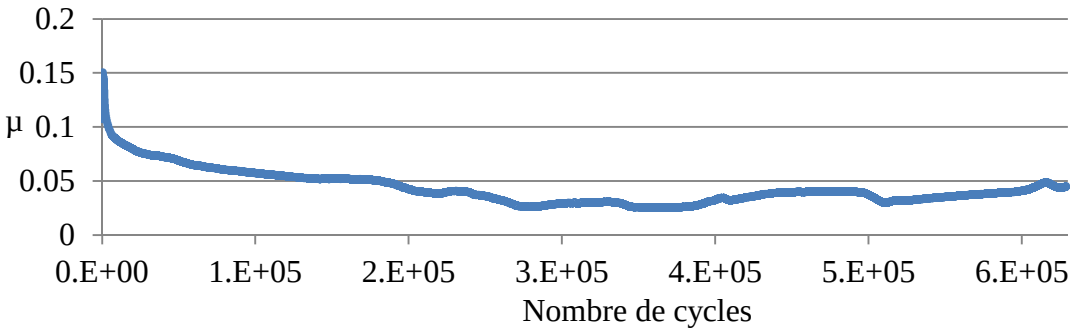


Figure III.46. Evolution du coefficient de frottement à τ = 0 % (80 N, 1 m/s).

En fin d'essai (Figure III.47), on retrouve la zone claire significative de l'abrasion du revêtement. Les zones usées décrivent des bandes qui pourraient correspondre aux zones de micro glissement de Heathcote présentées en partie I. Ces zones suffisent donc à user complètement le revêtement. La durée d'usure est par ailleurs sensiblement du même ordre de grandeur que pour un taux de glissement de 2 % (6.10^5 cycles sur la Figure III.43). La vidéo

image par image ne montre pas de fissuration au cours de l'essai, ce qui confirme que les fissures sont bien générées par le cisaillement lié au glissement transverse, même si celui-ci est faible.

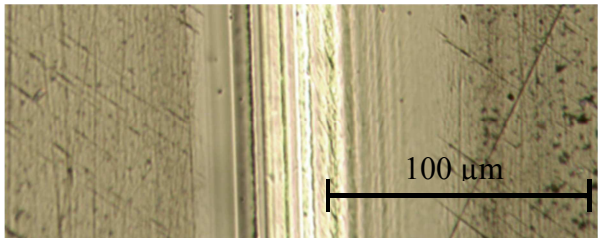


Figure III.47. Observation de la piste sur le disque revêtu, $6.5.10^5$ cycles, à τ = 0 % (80 N, 1 m/s).

Les essais réalisés entre 5 et 10 % de glissement montrent un comportement et un coefficient de frottement semblables aux essais à 5 % (fissuration absente ou très légère, usure abrasive rapide). Pour une charge donnée, il y a donc trois domaines différents selon le taux de glissement : usure abrasive seule à 0 %, usure plus fissuration marquée entre 1 et 5 %, puis usure abrasive prépondérante entre 5 et 10 %.

Influence de la pression de contact

Les essais présentés dans l'étude qualitative de la partie précédente sont réalisés à des pressions de 2 – 3 GPa (80 – 130 N). Pour les forts taux de glissement (> 5 %), une pression trop importante génère une délamination importante dès les premiers cycles empêchant la phase d'accommodation (Figure III.30.c).

Les essais réalisés à faible taux de glissement (< 5 %) et fortes pressions (3 et 4 GPa) montrent une fissuration et une délamination marquée, qui interviennent souvent avant la fin de la phase d'accommodation. La morphologie de ces écaillages est identique à celle observée à plus faible charge et ne dépend donc pas de la pression.

Pour des fortes pressions et des taux de glissement aux alentours de 5%, c'est-à-dire à la limite de la délamination sévère aux premiers cycles, les films image par image mettent en évidence un endommagement mixte où les phénomènes de délamination et l'apparition des couches inférieures arrivent rapidement et simultanément (Figure III.48). Les cinétiques d'abrasion et de fissuration sont donc trop élevées dans ces conditions. Il est donc difficile de savoir laquelle est prédominante à l'échelle de la durée de vie du revêtement.

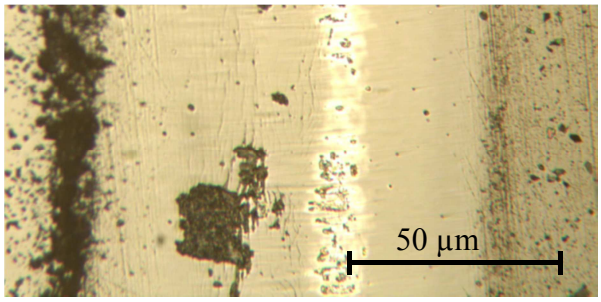


Figure III.48. Observation de l'endommagement mixte sur le disque revêtu, 5.10^4 cycles (270 N, 1 m/s, 5 %).

Cartographie des modes d'endommagement

De nombreux essais ont été réalisés dans toutes les conditions d'effort normal et de glissement des gammes choisies, pour pouvoir tracer une carte des modes d'endommagement en fonction de ces deux paramètres de sollicitation (Figure III.49).

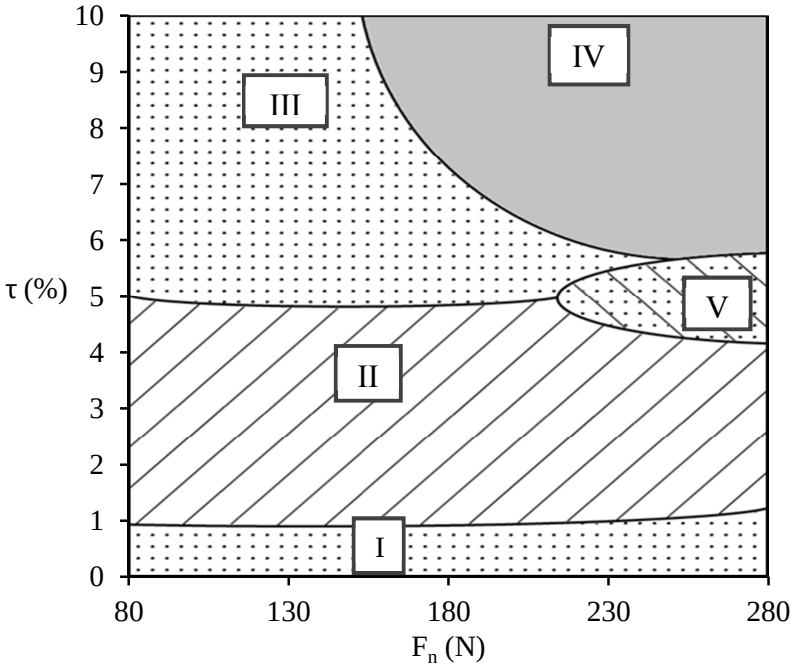


Figure III.49. Carte d'endommagement en fonction de l'effort normal et du taux de glissement.

On distingue sur cette carte plusieurs domaines :

I. domaine d'usure abrasive aux faibles taux de glissement (< 1 %), cisaillement trop faible pour fissurer et délaminer le revêtement, grande durée de vie.

II. domaine de fissuration/délamination, cisaillement suffisant pour entraîner une fissuration importante et une délamination partielle du revêtement.

III. domaine d'usure abrasive prépondérante aux forts taux de glissement, pas de fissuration importante ni de délamination, durée de vie en usure limitée pour les forts taux de glissement.

IV. domaine d'endommagement sévère par délamination généralisée dès les premiers cycles, cisaillement trop important, perte très rapide de la fonction du revêtement.

V. domaine mixte, endommagement par usure combiné à une délamination généralisée avant 10^4 cycles.

La carte montre que la pression a peu d'effet sur les séparations entre les domaines I, II et III. La limite entre les domaines III et IV est peu précise et délicate à établir. Par ailleurs, cette carte ne renseigne pas sur la cinétique d'endommagement dans chaque domaine et ne donne pas la durée de vie du revêtement en fonction des sollicitations. Ce sera l'objet des paragraphes suivants, dans lesquels on s'intéressera d'abord à la cinétique d'abrasion qui constitue l'endommagement principal, puis à la cinétique de fissuration et de délamination.

3.2 Influence des conditions opératoires sur la cinétique d'abrasion

Approches de la cinétique d'usure

L'étude de l'usure avec formation de débris est caractérisée par un grand nombre de modèles. La diversité de ces modèles (plusieurs milliers d'articles, plusieurs centaines d'équations) s'explique par le fait que chaque situation tribologique est souvent spécifique aux conditions de test et fait intervenir des paramètres différents (mécanique, physico-chimique, environnement…). Cependant, deux grandes tendances ressortent. La première, plus quantitative, est inspirée de la loi d'Archard [III.44] et analyse la dégradation en terme de volume de matière usée que l'on cherche à relier à la sollicitation imposée et aux caractéristiques physiques, chimiques et mécaniques des matériaux et des surfaces. La seconde, introduite par Godet [III.45], considère que l'usure n'est pas une propriété intrinsèque des matériaux en contact : il est nécessaire de prendre en compte le troisième corps, constitué de débris présents à l'interface de contact, qui permet le transfert des chargements entre les solides en contact glissant. La dégradation n'est ainsi plus assimilée au volume de matière dégradée mais à la quantité de débris éjectée hors du contact.

La loi la plus couramment utilisée est celle d'Archard. Le volume d'usure V d'un matériau « mou » usé par un matériau « dur » peut être relié à la distance de glissement totale D_{gliss} et à l'effort normal F_n par l'équation III.1, où H_d est la dureté du matériau usé (matériau « mou ») en $N.m^{-2}$, et K est une constante adimensionnée représentative, selon les auteurs, de la probabilité que des aspérités entrent en contact et produisent des débris.

$$V = \frac{K}{H_d} . D_{gliss} . F_n \qquad \text{Eq III.1}$$

Cette approche a été complétée dans le cadre du contact en fretting en reliant le volume usé non pas au travail de l'effort normal comme le suggère la relation précédente, mais au travail de l'effort tangentiel induit par le frottement [III.46]. Le volume usé est alors relié à la quantité cumulée d'énergie dissipée dans le contact. Dans notre cas, une façon simple d'appliquer cette méthode énergétique est de remplacer F_n par le produit de F_n par le coefficient de frottement moyen (μ_{moy}) au cours de l'essai dans la relation précédente.

Dans l'approche de Godet, l'usure est déterminée par la quantité de débris éjectés plutôt que par le volume d'usure complet puisqu'une partie du troisième corps peut rester dans le contact et avoir un rôle positif. Un formalisme permet de décrire les mécanismes d'accommodation ayant lieu à l'interface. L'usure y est déterminée par un flux de débris calculé à partir de la largeur de contact, l'épaisseur de la couche de débris, et la distribution de gradient de vitesse des débris éjectés. Bien qu'il traduise bien la réalité, le modèle de Godet est difficile à formaliser et rend difficile l'introduction de variables capables de comparer les matériaux. Il s'agit davantage d'une formalisation des mécanismes de formation et d'action du troisième corps.

Quantification de l'usure

Le volume usé du disque revêtu (V) est calculé par le produit de la section usée S par la longueur de la trace L_t qui correspond au périmètre de la piste d'essai (équation III.2). La section usée sur le disque S est mesurée par interférométrie (Figure III.50). Différents essais, tous en configuration disque revêtu – galet acier et réalisés dans les mêmes conditions de sollicitations et à différents rayons d'un même disque (R_{disque} de 19 à 25 mm sur la Figure

III.51), ont montré une section usée du disque identique. Dans ces essais, le galet ne s'use pas et est uniquement le siège de la formation d'un film de transfert : la perte de matière correspond donc uniquement à l'usure du revêtement sur le disque. Ceci peut alors expliquer pourquoi des essais à différents rayons donnent la même surface usée alors qu'ils correspondent à des nombres de rotations du galet différents (pour un nombre de rotations du disque donné). Le volume d'usure total est donc proportionnel au rayon de contact sur le disque (et par conséquent à la distance de glissement). Cet aspect permet de pouvoir analyser plusieurs essais à différents rayons sur le même disque et d'économiser ainsi les échantillons qui sont longs et coûteux à revêtir.

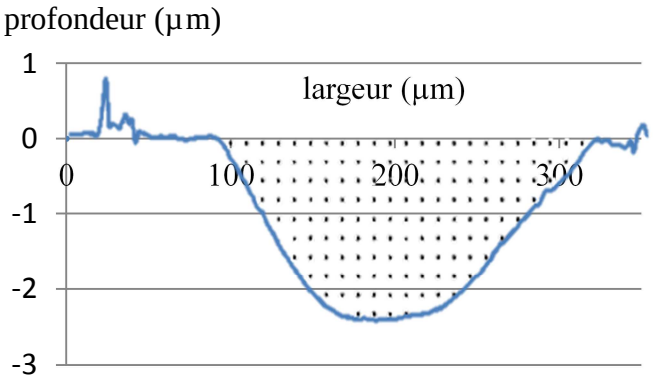


Figure III.50. Mesure de la section S de la trace d'usure sur le disque.

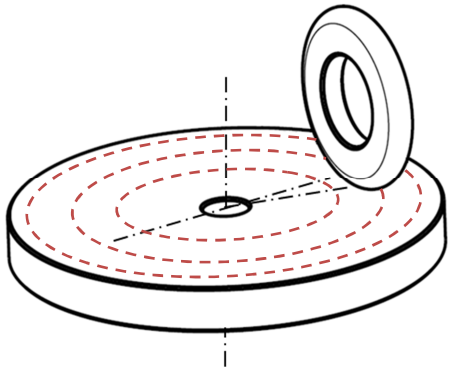


Figure III.51. Illustration des différents rayons d'essai pour un même disque.

La distance de glissement (D_{gliss}) équivaut au produit de la longueur de la trace L_t par le taux de glissement τ, et multiplié par le nombre de cycles n_{cycles} (équation III.3). On peut alors adapter la relation d'Archard (équation III.1) par une expression de la surface usée en fonction de paramètres expérimentaux connus (équation III.4).

$$V = S \,.\, L_t \qquad \text{Eq III.2}$$

$$D_{gliss} = n_{cycles} \,.\, L_t \,.\, \tau \qquad \text{Eq III.3}$$

$$S = \frac{K}{H_d} \,.\, F_n \,.\, \tau \,.\, n_{cycles} \qquad \text{Eq III.4}$$

L'approche de Godet est intéressante dans le cas d'une usure à trois corps où les débris jouent un rôle particulier, ce qui est le cas du contact WC/C – acier. La mesure du volume de débris formés sur la piste n'est toutefois pas réalisable en pratique sur le tribomètre. On se focalisera donc ici sur le modèle d'Archard et la mesure du volume usé sur le disque.

Résultats expérimentaux

La démarche est de vérifier dans un premier temps la linéarité entre la section usée et le nombre de cycles (équation III.4) avec des essais spécifiques à F_n et τ fixés. Les mesures de section usée d'un ensemble d'essais réalisés dans d'autres conditions permettront ensuite d'analyser l'influence des conditions de pression et de glissement, et d'évaluer la constante d'usure K.

Une première série d'essais a donc été réalisée en arrêtant l'essai à intervalle régulier pour mesurer la section usée sur un endroit précis de la piste et vérifier sa linéarité en fonction du nombre de cycles. Un dispositif permet de replacer le disque dans la même position sur le tribomètre pour poursuivre l'essai après chaque mesure. La Figure III.52 montre l'évolution de la section usée en fonction du nombre de cycles pour un de ces essais. La courbe est comparée à l'évolution du coefficient de frottement.

La vitesse d'usure est globalement constante, hormis pendant les premiers et derniers cycles. Au début de l'essai, la non-linéarité peut s'expliquer par le transfert important de revêtement du disque sur le galet (*running-in* sur la Figure III.6) du fait des phénomènes d'adhésion, et par le lissage de la rugosité. Une fois la couche de WC/C totalement usée (augmentation du coefficient de frottement au bout de 2.10^5 cycles sur la courbe bleue), c'est la couche de carbure de tungstène, plus résistante à l'abrasion, qui s'use, ce qui explique le léger abaissement de la vitesse d'usure entre 2.10^5 et $3.5.10^5$ cycles. En fin d'essai, le système use la couche de chrome et le substrat. La vitesse d'usure s'en trouve donc modifiée. Cependant, ces deux domaines (début et fin de l'essai) ont peu d'influence sur le comportement global en usure du système, et on peut donc considérer que la surface usée évolue proportionnellement au nombre de cycles (cohérence avec l'équation III.4). La pente permet par ailleurs de définir une vitesse d'usure (courbe de tendance sur la Figure III.52) : ici, la vitesse d'abrasion en termes de section usée est de 9.10^{-4} µm² par cycle.

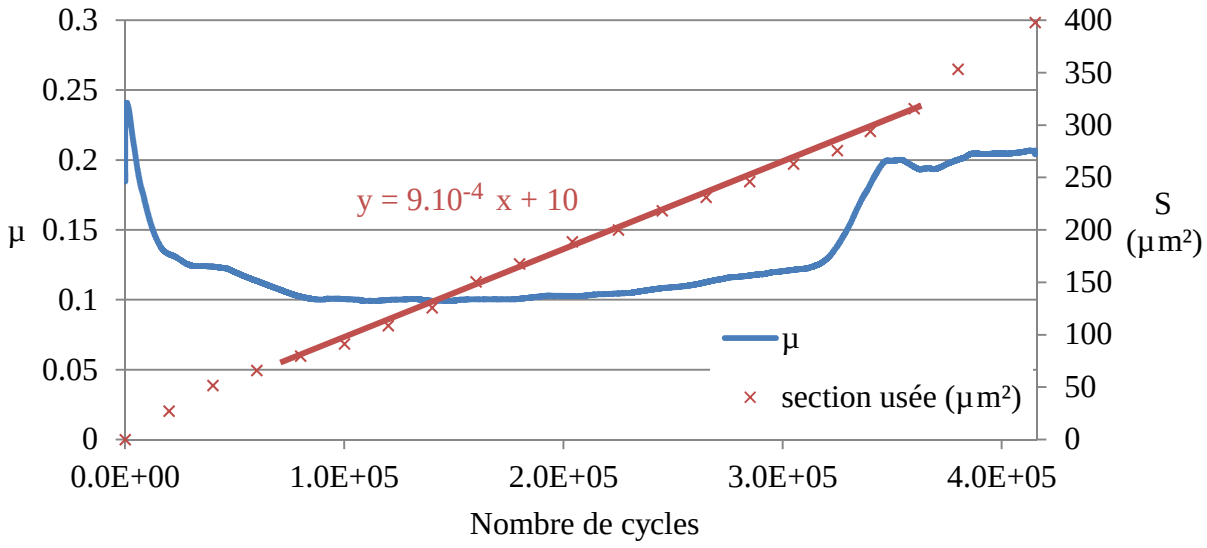


Figure III.52. Evolutions comparées du coefficient de frottement et de la section usée (80 N, 1 m/s, 5 %) en fonction du nombre de cycles.

L'évolution de la section usée S de tous les essais réalisés dans des conditions variées est ensuite tracée sur un même graphique en fonction du produit $n_{cycles}.F_n.\tau$. La pente de la régression linéaire des points de mesure (Figure III.53) correspond directement au ratio K/H_d. La linéarité de l'ensemble des essais (courbe noire) est relativement faible. En séparant les essais selon la valeur de F_n, on remarque que la linéarité est davantage vérifiée. La pente de chaque droite (i.e. la valeur de K/H_d) augmente pour des pressions plus élevées. Ceci peut sembler cohérent avec le fait que la constante K est reliée à la probabilité que des aspérités entrent en contact et produisent des débris au passage du galet, puisque la surface de contact est plus grande pour des pressions plus fortes.

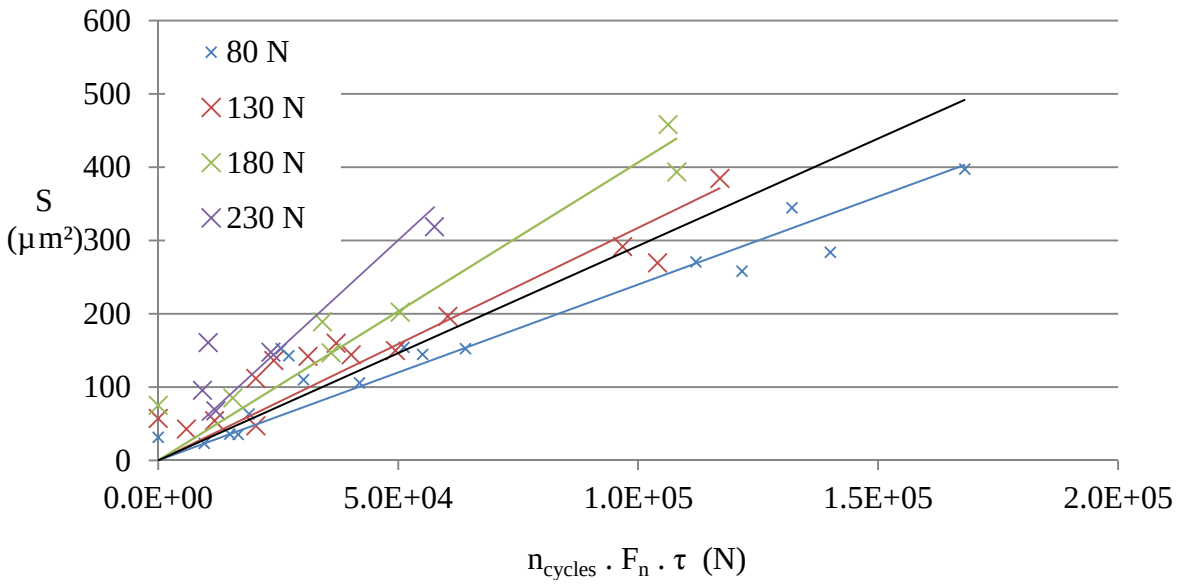


Figure III.53. Evolution de la section usée en fonction du produit $n_{cycles}.F_n.\tau$.

Il est aussi possible d'utiliser l'approche énergétique en calculant un coefficient de frottement moyen μ_{moy} pour chaque essai et en traçant la section usée non plus en fonction de $n_{cycles}.F_n.\tau$ mais en fonction de $n_{cycles}.\mu_{moy}.F_n.\tau$. Le Tableau III.2 compare les coefficients de régression linéaire pour les deux approches.

Tableau III.2. Comparaison des deux approches.

F_n	80 N	130 N	180 N	230 N	tous F_n
R^2 approche standard	0.89	0.86	0.91	0.67	0.70
R^2 approche énergétique	0.86	0.80	0.90	0.61	0.66

Les valeurs sont légèrement plus faibles pour l'approche énergétique. Celle-ci ne permet donc pas de meilleure cohérence avec une loi linéaire.

On peut conclure que l'usure progressive du revêtement peut être raisonnablement représentée par une loi linéaire de type Archard (équation III.4), avec un coefficient K/H_d qui varie entre $2.5.10^{-3}$ et $6.0.10^{-3}$ $N^{-1}.\mu m^2$ selon la valeur de la force normale. Un plan d'expérience plus approprié permettrait de compléter cette loi et de quantifier également la dépendance du coefficient K/H_d avec le taux de glissement.

3.3 Influence des conditions opératoires sur la cinétique de fissuration

Les phénomènes de fissuration et de délamination sont plus difficiles à quantifier, et ils se déroulent en plusieurs étapes : amorçage des fissures, propagation jusqu'à l'interface ou « gommage » par polissage, délamination. La question est donc de savoir quel aspect il est pertinent de quantifier.

Pour des problématiques de fissuration dans les matériaux métalliques, on mesure habituellement la longueur des fissures qu'on relie au nombre de cycles. Ici, la conservation des fissures dans le revêtement et leur morphologie ne permettent pas d'utiliser cette méthode.

L'apparition initiale de fissures sur toute la piste s'observe de façon claire. L'évolution du revêtement fissuré, qui a été cartographiée (Figure III.49), est en revanche peu répétable concernant le nombre de cycles. On propose alors de se focaliser sur le nombre de cycles au bout duquel la fissuration généralisée sur toute la piste apparaît (Figure III.30.b), et de le tracer en fonction de la pression et du taux de glissement imposés. Ceci est réalisé grâce aux films image par image réalisés pendant les essais. Les prises de vue ne sont pas réalisées en continu mais à intervalle régulier ce qui génère une incertitude liée au nombre de cycles entre chaque arrêt pour prise de vue.

Les phénomènes de fatigue sont généralement représentés par des courbes contraintes-nombre de cycles (courbe de Wöhler) tracées en échelle logarithmique [III.47]. Plusieurs essais spécifiques ont été réalisés à différentes pressions et différents taux de glissement de façon à tracer ces courbes, adaptées à la situation de roulement/glissement étudiée en reliant la pression de contact p_{max} au nombre de cycles d'apparition de fissures généralisées.

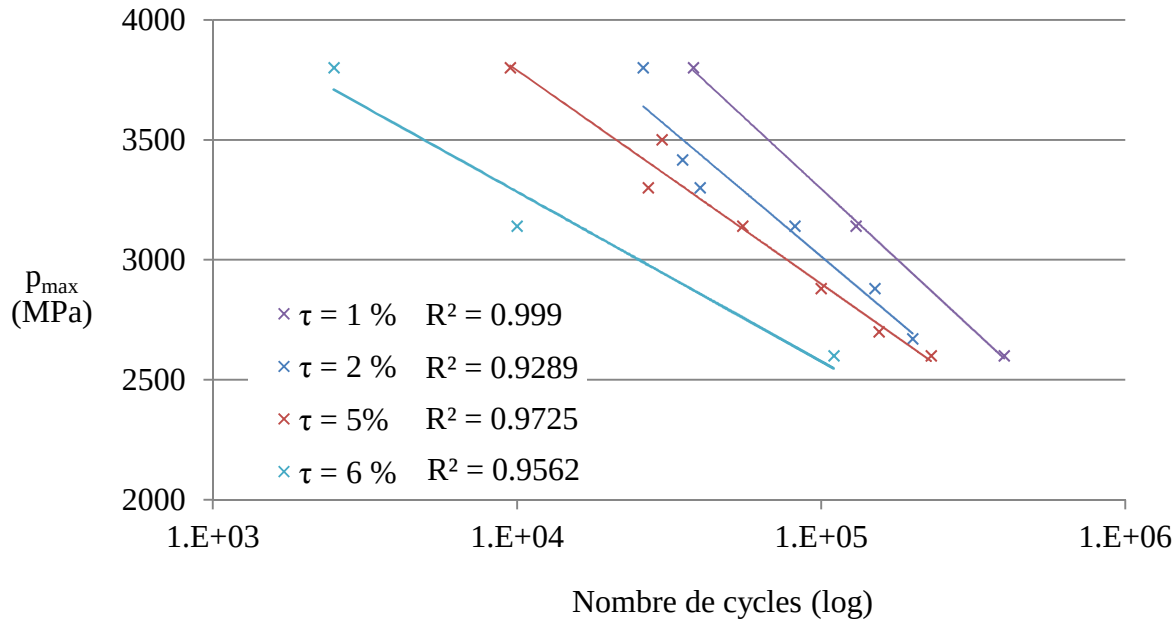


Figure III.54. Courbe de Wöhler : apparition de fissures généralisées.

La Figure III.54 présente ces courbes pour différents taux de glissement. La décroissance du nombre de cycles à fissuration avec l'augmentation de la pression suit effectivement une loi logarithmique qu'on retrouve dans d'autres phénomènes de fatigue [III.47]. On constate que ce nombre de cycles diminue logiquement avec l'augmentation du taux de glissement. Au-delà de 6 % de glissement, le faciès est trop marqué par les stries d'abrasion pour distinguer clairement l'apparition de fissures. Les pentes sont relativement semblables d'un taux de glissement à l'autre, ce qui implique que le taux de glissement ne fait qu'accélérer le phénomène de fissuration.

De nombreux facteurs d'imprécision entourent toutefois ces résultats : comme précisé plus haut, les prises de vue ne sont pas réalisées en continu, ce qui génère une légère incertitude sur le nombre de cycles induisant une fissuration globale (incertitude qui correspond à l'intervalle entre deux arrêts, qui est au maximum de 1000 cycles pour les essais les plus longs).

Par ailleurs, les phénomènes d'abrasion ont lieu pour toutes les valeurs de pression et de taux de glissement, tandis que la fissuration ne se produit que dans certains domaines restreints (cf.

Figure III.49), où il est plus délicat de dégager des tendances. On a vu également que les fissures s'amorcent probablement au niveau de défauts de structure (porosités) et/ou de surface du revêtement, qui dépendent de la qualité du polissage et du procédé de dépôt, lesquels peuvent induire une dispersion des résultats. La susceptibilité à la fissuration est donc probablement différente d'un échantillon à l'autre. Enfin, il n'est pas exclu que le comportement en fatigue dépende légèrement du rayon d'essai sur le disque.

Les résultats présentés ici permettent de donner une première approche de la cinétique de fissuration du revêtement et de l'influence des conditions opératoires.

4 Influence d'autres paramètres sur l'endommagement

4.1 Choix de la surface revêtue

Quelques essais réalisés en configuration inverse, disque non revêtu – galet revêtu, montrent un endommagement de la surface revêtue identique à celui observé en configuration standard. La mesure du volume usé sur la surface bombée du galet est moins précise que pour la surface plate du disque, et n'a donc pas été quantifiée.

On a vu en revanche que la configuration WC/C – WC/C montrait un comportement différent du fait de la non-adhérence du troisième corps à l'une ou l'autre des surfaces (Chapitre III.2, 4.1). Le film image par image (Figure III.16) met en évidence l'absence de fissuration tout au long de l'essai (80 N, 5 %, 1 m/s), alors qu'une fissuration légère est observée en configuration WC/C – acier (Figure III.44). On pourrait penser que les efforts de cisaillement en configuration WC/C –WC/C sont plus faibles, mais le coefficient de frottement y est pourtant plus élevé (chapitre II.2, 4.1). On a vu également que les efforts de cisaillement qui génèrent des fissures augmentent avec la rugosité. Il est donc plus probable que l'absence de fissuration soit liée au fait que la surface du galet (revêtu) est nettement plus lisse qu'une surface en acier recouverte d'ilots de transfert. Cet élément pourrait également expliquer l'absence des stries d'abrasion qui étaient observées en configuration WC/C - acier.

La présence de revêtement sur les deux surfaces en contact est également susceptible de modifier la cinétique d'usure de l'une et l'autre : des mesures de sections usées ont été réalisées au cours d'un essai en configuration WC/C – WC/C pour être comparées à celles d'un essai en configuration WC/C – acier (Figure III.52) dans les mêmes conditions (80 N, 5 %, 1 m/s). La cinétique d'usure de la piste du disque (pente de la courbe) est effectivement plus faible en WC/C – WC/C (environ égale à 70 % de celle en WC/C – acier). Plusieurs éléments peuvent expliquer cette modification : le plus évident est le fait qu'ici les deux surfaces revêtues s'usent simultanément, tandis qu'en configuration WC/C – acier, la surface revêtue du disque est la seule à s'user, et s'use donc plus rapidement. Il est aussi possible que la cinétique de formation/abrasion du troisième corps qui gouverne la vitesse d'usure globale soit différente : en configuration WC/C – acier (Figure III.55.a), les particules de transfert sont en partie formées par des phénomènes d'adhésion, et restent relativement adhérentes à la surface métallique. En configuration WC/C – WC/C (Figure III.55.b), ces particules sont à l'inverse formées par abrasion des deux surfaces revêtues et sont plus rapidement éjectées du contact.

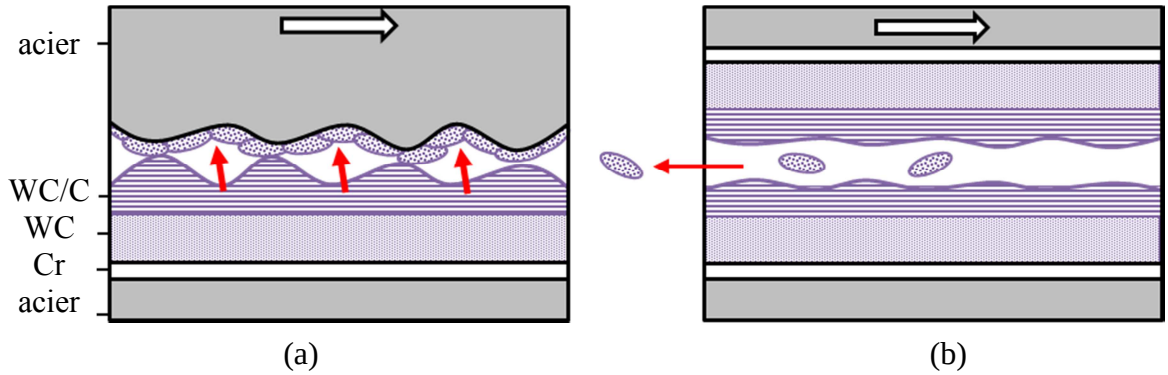


Figure III.55. Comparaison des mécanismes de formation de débris selon la configuration : (a) configuration WC/C – acier ; (b) configuration WC/C – WC/C.

D'un point de vue de la modélisation de la durée de vie, cette configuration ne paraît pas profitable puisqu'elle nécessite de connaître à la fois la cinétique d'usure du revêtement sur le disque, et celle du revêtement sur le galet, qui peuvent être différentes.

En première approche, le fait de revêtir le galet plutôt que le disque ne semble pas avoir d'influence particulière sur l'endommagement. En revanche, revêtir les deux surfaces modifie les mécanismes de formation et d'abrasion du troisième corps et influe sur l'usure. Cependant, cette configuration améliore la rugosité à l'interface et limite ainsi les phénomènes de fissuration.

4.2 Rugosité du substrat

Il a été montré dans les parties précédentes qu'une rugosité plus élevée rend la phase de rodage plus compliquée. Des essais réalisés sur des états de surface (i.e. rugueux avant dépôt) ont mis en évidence des endommagements différents des essais sur surface polie (i.e. surface polie avant le dépôt).

La Figure III.56 compare les évolutions du coefficient de frottement dans les mêmes conditions (80 N, 5 %, 1 m/s) pour deux états de surface différents. On retrouve une phase d'accommodation plus longue et un coefficient de frottement plus élevé pour la surface sablée que pour la surface polie. On remarque également une augmentation en fin d'essai, typique de l'usure abrasive.

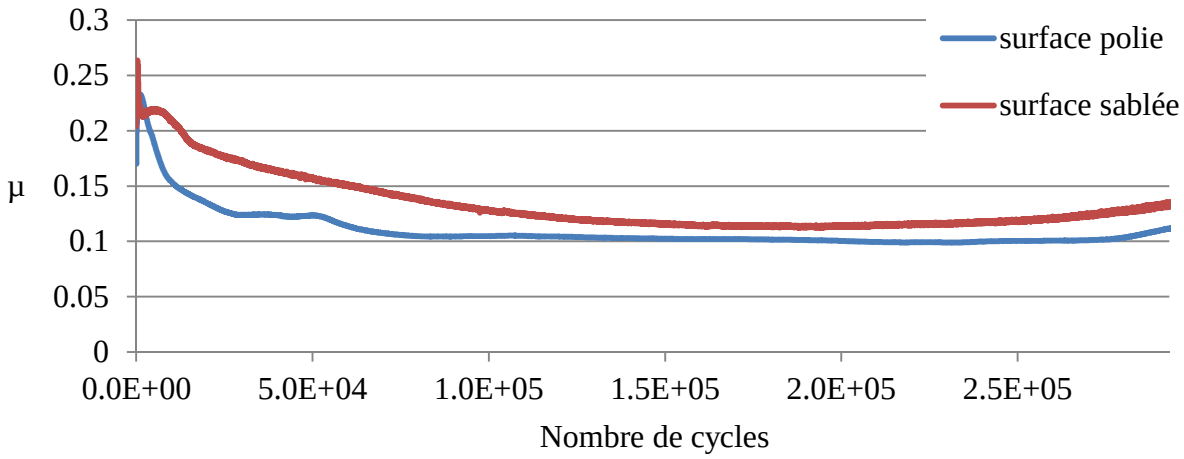


Figure III.56. Evolution du coefficient de frottement pour une surface sablée et pour une surface polie (80 N, 5 %, 1 m/s).

Les observations réalisées en fin d'essai (Figure III.57) montrent effectivement une apparition des couches inférieures, mais également des délaminations sans fissuration sur la partie en traction (à gauche). Les observations montrent que ces délaminations sont internes au revêtement, et plus marquées qu'avec des surfaces polies. Des films image par image des essais sur surfaces rugueuses (sablées ou rectifiées) montrent que ces délaminations apparaissent en réalité assez tôt, pendant la phase d'accommodation. Elles sont ensuite « lissées » pendant le reste de l'essai. Une coupe MEB inclinée à 45° (Figure III.57.c) met en évidence l'influence de la rugosité du substrat sur la qualité du revêtement. Le dépôt est très noduleux et présente de nombreuses imperfections de structure qui peuvent expliquer la rapidité avec laquelle le revêtement se délamine.

Du fait de la rugosité et de la faible épaisseur du revêtement, il est compliqué de mesurer les pertes de volume aussi précisément que sur surface lisse. Il est donc difficile de conclure quant à l'influence de la rugosité sur la résistance à l'abrasion. Toutefois, la Figure III.56 montre que l'augmentation du coefficient de frottement liée à l'apparition des couches inférieures apparaît au bout du même nombre de cycles pour les deux états de surface.

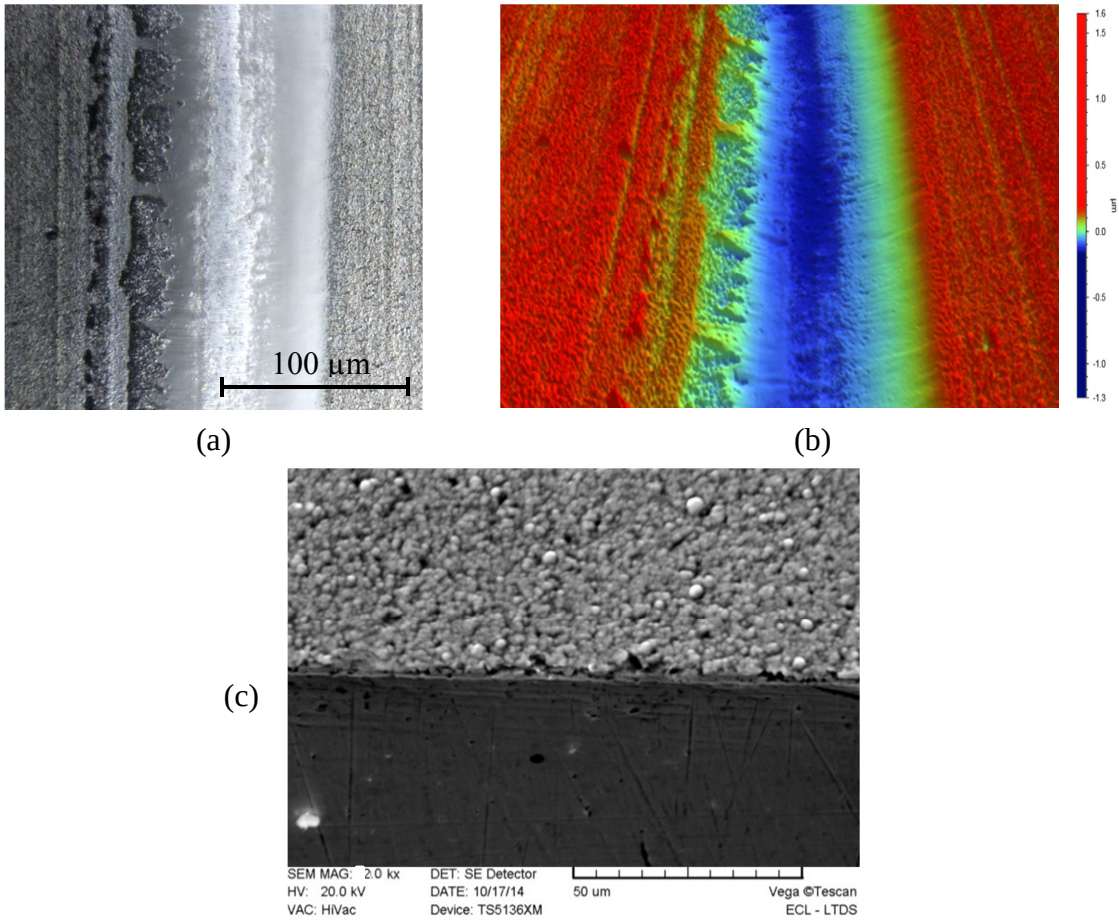


Figure III.57. Observation de l'endommagement sur surface sablée :
(a) microscopie optique ; (b) relevé interférométrique ;
(c) coupe MEB avant essai de la surface sablée et revêtue.

4.3 Type de revêtement

L'étude présentée jusqu'ici concerne exclusivement le revêtement industriel Balinit®C produit par Oerlikon-Balzers. Une version plus épaisse de ce revêtement (Balinit®C-1000) a également été testée sur surface polie : le comportement tribologique est rigoureusement identique à celui du Balinit®C. La seule différence concerne la durée de vie en usure qui est logiquement plus longue pour le revêtement plus épais.

Autre revêtement WC/C

Un revêtement de structure similaire au Balinit®C (i.e. structure superficielle multicouche WC/C), le Tribobond®40 proposé par IonBond, a également été testé à titre de comparaison. L'évolution du coefficient de frottement est sensiblement identique, à savoir une décroissance initiale de $\mu = 0.3$ à $\mu = 0.1$ dont la durée en nombre de cycles équivaut à celle du Balinit®C.

En fin d'essai, une augmentation du coefficient de frottement est observée et correspond toujours à l'apparition d'une zone claire typique des couches inférieures.

La cinétique d'usure abrasive a été comparée à celle du Balinit®C grâce à des essais réalisés de la même façon que celui de la Figure III.52. Elle est environ 2.5 fois plus rapide que celle du Balinit®C. Le phénomène de fissuration est en revanche moins marqué sur le Tribobond®40 : des fissures apparaissent mais sont plus discrètes et moins présentes que pour le Balinit®C. On constate par ailleurs (Figure III.58) qu'une fois formées, les fissures « disparaissent » au cours de l'essai. Ce phénomène est également présent sur le Balinit®C (Figure III.44) mais il est nettement plus marqué ici. Ceci peut s'expliquer par la vitesse d'abrasion plus grande pour le Tribobond®40, et/ou par une résistance supérieure à l'amorçage et à la propagation de fissures.

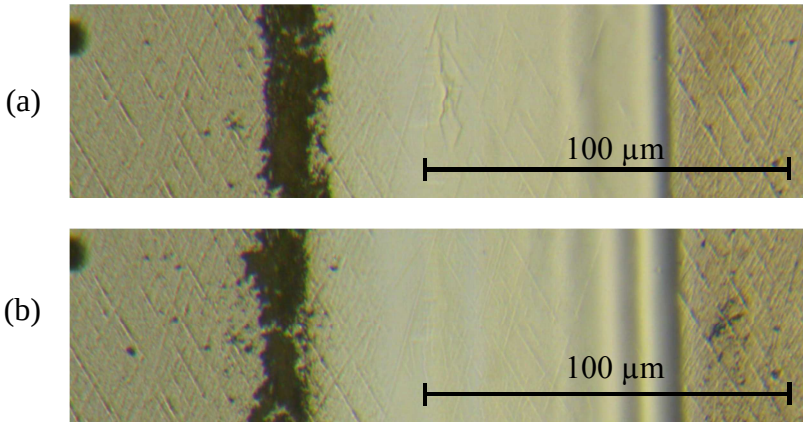


Figure III.58. Observation de la disparition des fissures sur le revêtement Tribobond 40 : (a) 10^5 cycles ; (b) $2.5.10^5$ cycles.

L'optimisation des propriétés en usure et en fatigue des revêtements multicouches WC/C fait l'objet d'un compromis sur sa structure : un empilement de couches épaisses favorisera la tenue en fatigue, tandis qu'un empilement de couches minces plus nombreuses favorise la tenue en usure [III.23,48]. On peut voir cet aspect en termes d'homogénéité des éléments du composite : plus le revêtement est constitué d'un mélange « homogène » de WC et de carbone, plus les carbures agiront contre l'usure. A l'inverse, plus le revêtement est structuré en couches, plus les efforts de cisaillement sont dissipés, et plus la résistance à la fatigue de contact est importante, au détriment de la résistance à l'usure. Le Tribobond®40 est plus performant en fatigue mais moins performant en usure abrasive. Il est donc possible que les structurations de l'épaisseur multicouches WC/C du Balinit®C et du Tribobond 40 soient différentes.

Revêtement DLC simple

Un revêtement de la même famille, le Tribobond®42, a également été évalué. Il est constitué d'une couche superficielle DLC (a-C:H), puis d'une couche de nitrure de chrome, et enfin d'une couche de chrome pour l'adhérence avec le substrat.

La Figure III.59 présente les évolutions comparées du coefficient de frottement de ce type de revêtement et du Balinit®C dans les mêmes conditions (80 N, 5 %, 1 m/s). Le Tribobond®42 ne présente pas d'augmentation importante au cours des premiers cycles, mais ne présente pas non plus un coefficient de frottement aussi bas que pour le Balinit®C. Le coefficient augmente ensuite dès $1.8.10^5$ cycles.

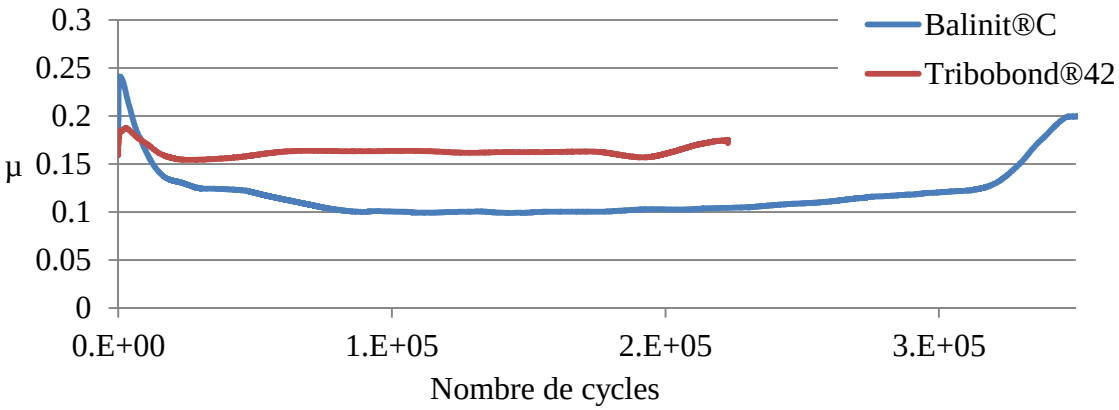
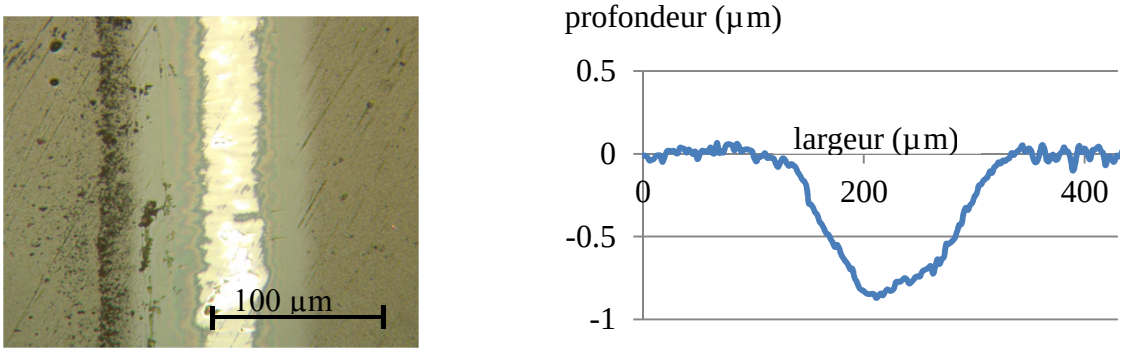


Figure III.59. Comparaison des évolutions du coefficient de frottement pour deux types de revêtements (80 N, 5 %, 1 m/s)

Les observations révèlent alors (Figure III.60.a) une zone claire typique de l'apparition des couches inférieures, dont l'allure est sensiblement différente des couches de WC observées pour le WC/C. Il pourrait s'agir de la couche de CrN. Le profil de la trace à $2.2.10^5$ cycles (Figure III.60.b) montre que l'apparition de cette couche correspond à une profondeur de l'ordre de 0.8 µm. Sur la Figure III.59, la courbe bleue correspond à l'essai sur WC/C réalisé dans les mêmes conditions, et qui avait permis d'établir la linéarité de la cinétique d'usure (Figure III.52). La profondeur de la trace à ce même nombre de cycles ($2.2.10^5$ cycles) est alors de 1.6 µm, soit le double du Tribobond®42, mais la couche inférieure de WC n'était pas encore visible. La couche fonctionnelle supérieure DLC du Tribobond®42 est donc plus résistante à l'usure que la couche supérieure composite WC/C du Balinit®C, mais elle est aussi deux fois moins épaisse.

La forte valeur du coefficient de frottement pour le Tribobond®42 reste toutefois préjudiciable à son emploi dans nos conditions. Par ailleurs, des essais à des efforts plus importants (> 100 N) montrent systématiquement un endommagement sévère et rapide (type IV sur la Figure III.49), laissant penser que le revêtement n'est pas adapté aux fortes pressions, ou l'est nettement moins que le composite WC/C. Une légère fissuration est également observée sur le Tribobond®42 mais sans présenter de phénomènes de délamination.



(a) (b)

Figure III.60. (a) Observation de la piste sur le disque revêtu en fin d'essai ($2.2.10^5$ cycles) ; (b) profil de la trace en fin d'essai ($2.2.10^5$ cycles).

4.4 Cinématique alternée

Des essais en rotation alternée, similaires à ceux réalisés en contact graissé (cf. partie II chapitre III.3), ont été réalisés pour s'approcher de la cinématique de la VAR qui comprend des inversions de sens de rotation lors des va et vient de l'écrou sur la vis. Dans la partie II, on avait présenté l'évolution de l'effort tangentiel en fonction du temps pour un essai où le sens de rotation était régulièrement inversé. On avait ensuite présenté une courbe lissée qui assemble les valeurs de coefficient de frottement dans les deux sens de rotation. La même démarche est adoptée ici.

La Figure III.61.a présente les mesures brutes d'effort tangentiel pour un essai en contact revêtu, en rotation alternée, avec un taux de glissement de 2 % pour visualiser l'apparition d'écaillage. Comme pour les essais similaires présentés en partie II, le sens de rotation du disque est inversé tous les 2000 cycles. Les valeurs de coefficient de frottement sont ensuite assemblées pour les deux sens de rotation, puis lissées et représentées par la courbe rouge sur la Figure III.61.b. Cette courbe est comparée à celle, déjà présentée, en rotation continue dans les mêmes conditions de sollicitation (courbe bleue).

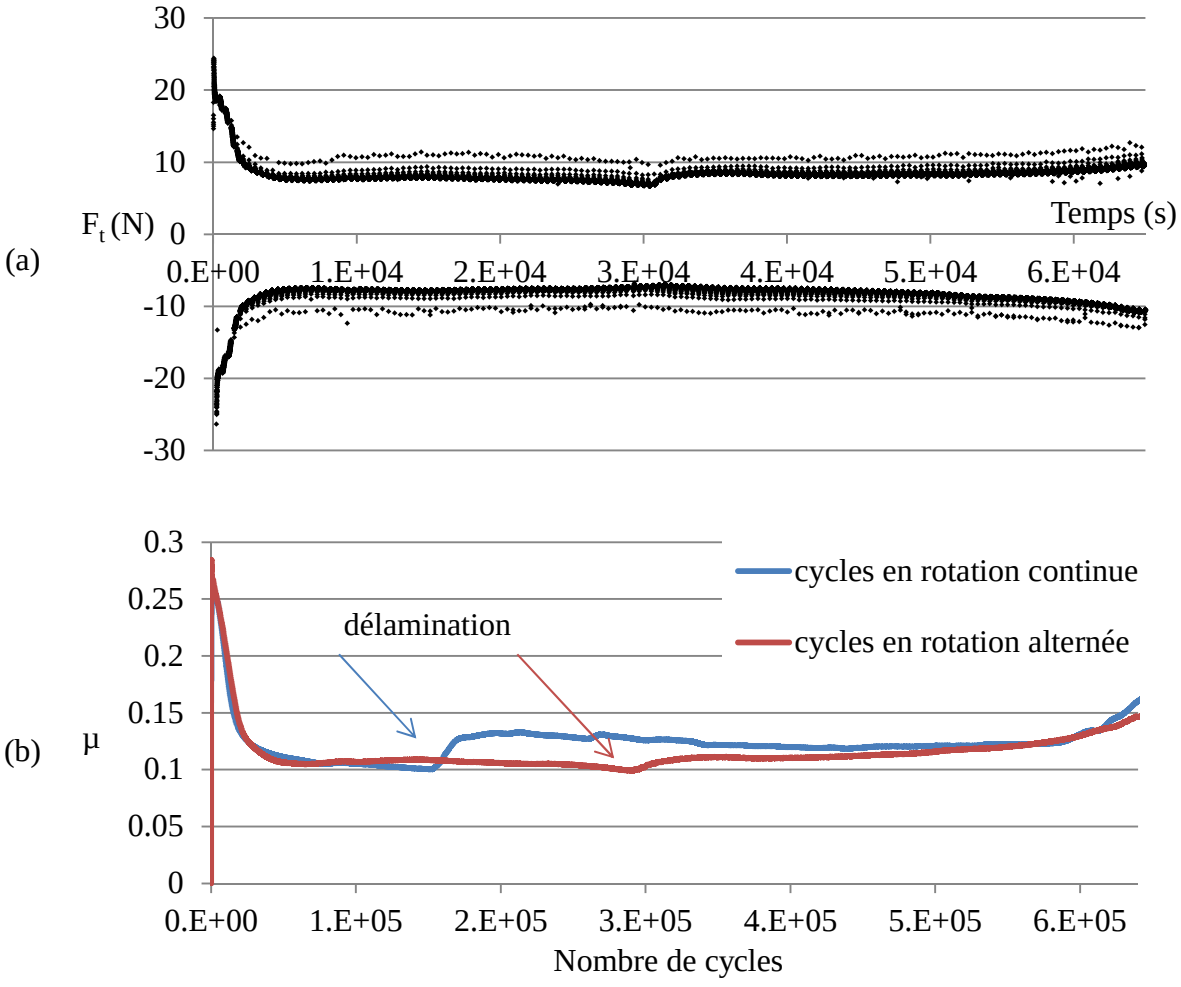


Figure III.61. Mesures de frottement en rotation alternée (80 N, ± 2 %, ± 1 m/s) : (a) mesures brutes de F_t sur le début de l'essai ; (b) évolutions comparées du coefficient de frottement en cycles alternés et continus après lissage (80 N, 2 %, 1 m/s).

La courbe rouge met en évidence une augmentation nette du coefficient de frottement à 3.10^5 cycles, davantage marquée pour le sens de rotation normal (valeurs positives sur la Figure III.61.a). Une photo prise en fin d'essai (Figure III.62) montre effectivement la présence de fissuration et de délamination de chaque côté de la piste. En glissement continu, le pic lié à cet endommagement apparaît à $1.5.10^5$ cycles, soit deux fois plus vite, ce qui paraît cohérent avec le fait que chaque bord n'est sollicité en traction qu'une fois sur deux. Il faut toutefois noter qu'en glissement alterné, les bords de la trace sont sollicités alternativement en traction et en compression (cf. Figure III.32.a). Il paraît donc compliqué de conclure concernant l'influence du glissement alterné sur la cinétique de fissuration.

Le coefficient de frottement augmente ensuite progressivement, et les couches inférieures apparaissent au centre la trace. Le nombre de cycles, ~ 6.10^5, auquel commencent à apparaître ces couches est sensiblement le même qu'en cycles continus (Figure III.43). Le fait que le glissement soit alterné ou continu ne modifie donc visiblement pas la cinétique d'usure du revêtement.

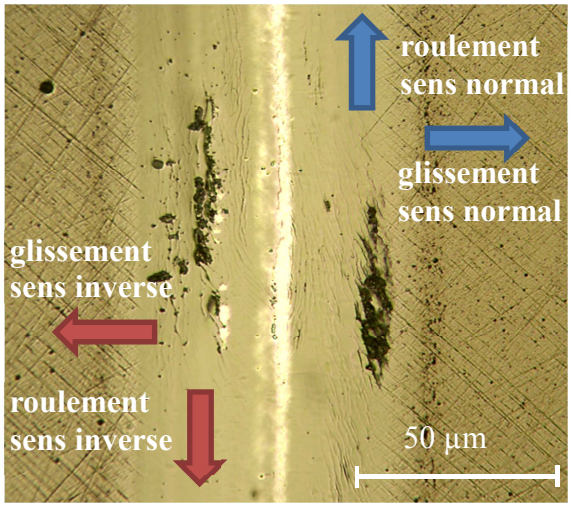


Figure III.62. Observation de la piste sur le disque revêtu en fin d'essai ($7.5.10^5$ cycles) (80 N, ± 2 %, ± 1 m/s). Les couleurs de flèches correspondent aux deux sens de rotation.

5 Conclusions sur l'endommagement

Le revêtement WC/C étudié ici peut s'endommager de deux façons différentes :

- Par abrasion progressive résultant des mécanismes de formation et d'abrasion du film de transfert. L'évolution de cette usure en fonction du nombre de cycles, du taux de glissement et de l'effort normal est quantifiée en mesurant la section usée de la trace et s'approche d'une loi linéaire de type Archard, avec un coefficient d'usure qui augmente avec la pression. Une fois la partie supérieure multicouche (WC/C) totalement usée, la couche de carbure WC s'use et le coefficient de frottement augmente, ce qui signifie la fin du régime nominal. Le frottement augmente jusqu'à élimination totale du revêtement et au retour du contact acier – acier à sec.

- Par fissuration plus ou moins subite du revêtement, dans la zone arrière du glissement sollicitée en traction. Ces fissures, probablement amorcées sur des défauts de structure du dépôt en surface, se propagent en mode I jusqu'à l'interface, sans pénétrer dans le substrat. Ces fissurations génèrent un craquèlement du revêtement qui s'enfonce localement dans le substrat. Ce morcèlement induit des contraintes de cisaillement plus fortes qui entraînent une augmentation du coefficient de frottement et parfois une délamination interne du revêtement parallèlement à la surface. La cinétique de fissuration est plus compliquée à établir car elle dépend largement de paramètres difficiles à maîtriser comme la qualité du dépôt ou la rugosité du substrat.

Selon les conditions opératoires, une compétition est observée entre le phénomène de fissuration et l'usure abrasive qui limite la progression des fissures. Il est donc possible de dresser une carte où sont répertoriés les différents modes d'endommagement en fonction des conditions de pression et de glissement.

L'intérêt du revêtement, par rapport à la lubrification à la graisse, est de pouvoir établir un modèle de durée de vie. Cette durée de vie est globalement régie par l'usure abrasive, mais les performances du revêtement peuvent être parasitées par la fatigue de contact qui détériore la surface et augmente le coefficient de frottement pendant la phase nominale. Pour une application industrielle, il est donc préférable de travailler dans des zones où seule l'usure prédomine, quitte à user plus rapidement le revêtement.

CHAPITRE III.4 Comportement du revêtement en contact graissé

On a vu dans les chapitres précédents que le revêtement WC/C est capable de résister dans la plupart des cas aux conditions de contact exigées ici. Toutefois, en dehors de l'endommagement au cours ou en fin d'essai, plusieurs éléments restent préjudiciables quant à son utilisation sur système réel, en particulier le frottement important ($\mu = 0.3$) lors des premiers cycles, et l'émission de débris potentiellement abrasifs liée au renouvellement du troisième corps. L'étude du contact graissé a par ailleurs montré que, dans certains domaines de sollicitations, les surfaces se retrouvent suffisamment proches pour générer une usure adhésive. On peut donc envisager l'utilisation combinée de graisse et d'un revêtement. Celui-ci permettrait d'une part de « sauvegarder » le contact lorsque la lubrification devient insuffisante, et la présence de graisse permettrait d'autre part d'adoucir la phase de rodage et d'évacuer les débris d'usure du revêtement.

La question est de savoir quelles pourraient être les interactions entre la graisse et le revêtement : quelle influence a la graisse sur la formation du film de transfert et l'endommagement du revêtement ? et quelle est l'influence de la présence du revêtement sur les mécanismes de lubrification (mouillabilité, diffusion d'huile, réaction d'additifs avec le revêtement etc.) ? Holmberg *et al.*[III.14] montrent que l'ajout de lubrifiant organique n'est pas nécessairement souhaitable puisqu'il empêche la formation du film de transfert sur la surface non revêtue. Certains auteurs montrent que la présence d'additifs anti-usure et extrême pression en plus du revêtement favorise malgré tout un faible frottement [III.49], tandis que d'autres mettent en évidence l'influence négative de tels additifs sur le taux d'usure du revêtement [III.50]. Par ailleurs, la présence de lubrifiant permettrait d'adoucir le rodage (en termes de valeurs du coefficient de frottement pendant les premiers cycles), mais aurait aussi pour effet de le ralentir d'un facteur 100 [III.51].

Des essais ont été réalisés sur le tribomètre avec des disques revêtus et avec une couche de graisse identique à celle des essais présentés en partie II. On présentera dans un premier temps les essais réalisés sur surface polies, puis sur surfaces rugueuses.

1 Surface polie

La Figure III.63 montre l'évolution du coefficient de frottement et la Figure III.64 présente les observations d'un segment de la piste réalisées au cours de l'essai. On retrouve d'abord les différentes étapes du mouvement de la graisse à savoir son déplacement dans la direction de glissement (Figure III.64.a et b) qui correspond à l'augmentation du coefficient de frottement lors des premiers cycles jusqu'à des valeurs comprises entre 0.12 et 0.13. Le coefficient de frottement évolue ensuite de façon plus ou moins stable autour de ces valeurs, et de façon cohérente avec les essais réalisés sans revêtement. Les observations de la piste révèlent une coloration marron (Figure III.64.b), probablement liée à des produits de réaction avec les additifs. Cette coloration est continuellement renouvelée : elle ne semble donc pas provenir d'une réaction avec la surface revêtue, mais plutôt d'une réaction avec la surface en acier non revêtue du galet. Par ailleurs, le revêtement ne s'use pas puisque les stries de polissage du substrat (reflétées par le revêtement) sont toujours visibles sur la piste. Le comportement est donc le même que pour le contact lubrifié et non revêtu.

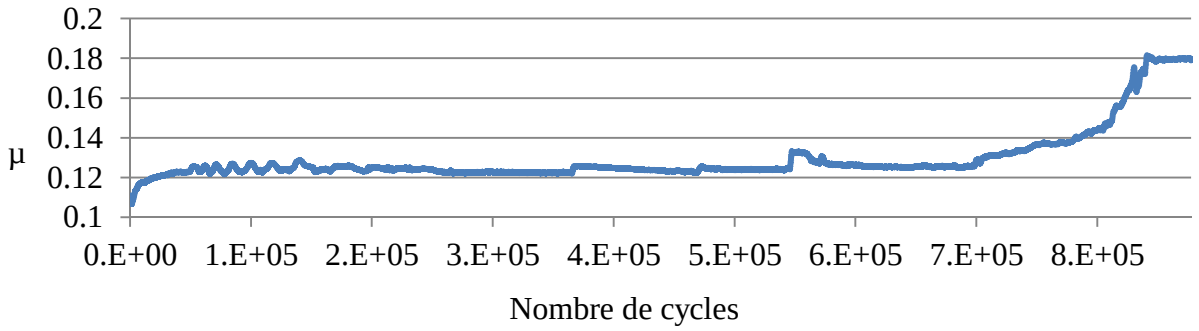


Figure III.63. Evolution du coefficient de frottement en contact revêtu et lubrifié (80 N, 5 %, 1 m/s).

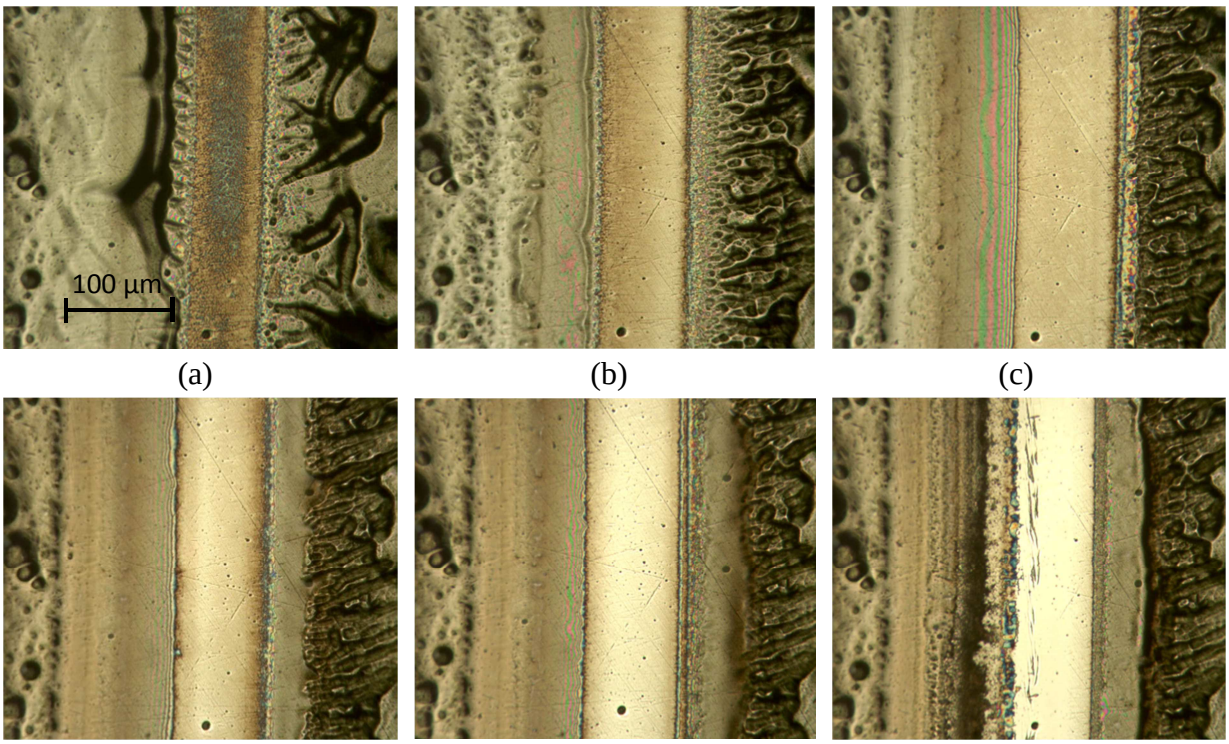


Figure III.64. Observations de la piste sur le disque revêtu et lubrifié (surface lisses) : (a) 10^2 cycles ; (b) 3.10^5 cycles ; (c) 6.10^5 cycles ; (d) 7.10^5 cycles ; (e) 8.10^5 cycles ; (f) $8.5.10^5$ cycles.

En poursuivant l'essai pendant un très grand nombre de cycles (proche de 10^6), la coloration marron finit par disparaître (Figure III.64.c et d), et le revêtement commence à s'user. On peut imaginer qu'à ce stade, l'alimentation du contact est devenue insuffisante et l'équilibre entre formation et abrasion du tribofilm organique est perdu. C'est donc le revêtement qui « prend le relai ». Le rodage du revêtement (Figure III.64.d et e) entraîne alors une augmentation du coefficient de frottement (~7-8.10^5 cycles), jusqu'à une stabilisation à des valeurs proches de 0.2 qui sont moins hautes que lors des premiers cycles en contact sec revêtu. Du fait de la présence de graisse, cette augmentation est nettement plus lente (~ 10^5 cycles) que pour le contact sec où le coefficient atteint des valeurs proches de 0.3 dès le début de l'essai. Par ailleurs, après avoir atteint des valeurs proches de 0.2, le coefficient ne diminue pas vers 0.1 comme en contact sec. Ceci peut s'expliquer par le fait que la présence résiduelle de graisse empêche la formation du film de transfert responsable du bas frottement.

On voit enfin apparaître un phénomène de fissuration sur la piste (Figure III.64.f), alors que dans ces conditions (Fn = 80 N et τ = 5 % sur la Figure III.49), cet endommagement n'a pas lieu pour le contact revêtu non graissé, puisque la vitesse d'abrasion est plus importante. Par ailleurs, les fissures apparaissent assez rapidement par rapport aux essais à sec. Il est possible que cela soit lié aux efforts de cisaillement élevés dont témoignent les fortes valeurs de coefficient de frottement après le rodage.

2 Surface rugueuse

La même expérience a été réalisée avec un substrat sablé avant dépôt. L'évolution du coefficient de frottement (Figure III.65) est rapidement très chaotique. Les observations de la piste pendant l'essai (Figure III.66) montrent en particulier une délamination importante et rapide du revêtement qui s'apparente à celle observée sur les essais en contact revêtu non lubrifié pour une surface rugueuse (chapitre III.3, 4.2). Cette délamination s'étend sur presque toute la largeur de la piste (Figure III.66.c), ce qui peut être relié à nouveau à la formation imparfaite du film de transfert sur le galet non revêtu du fait de la présence de graisse, et aux efforts de cisaillement importants que cela implique.

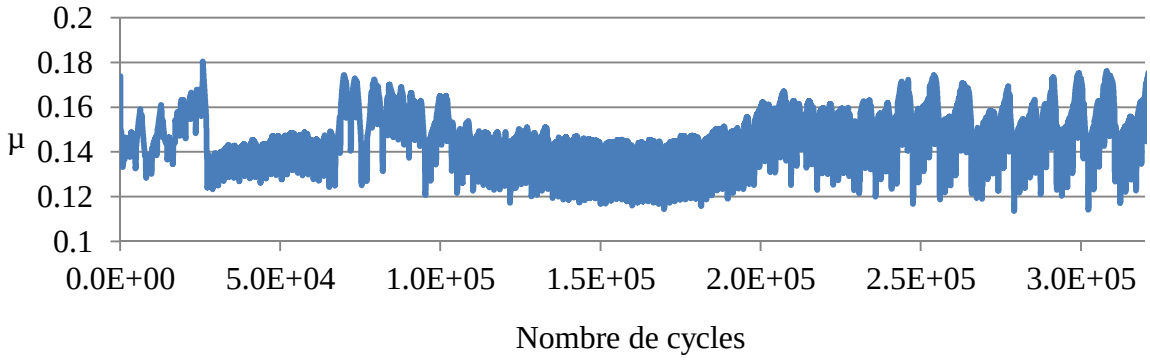
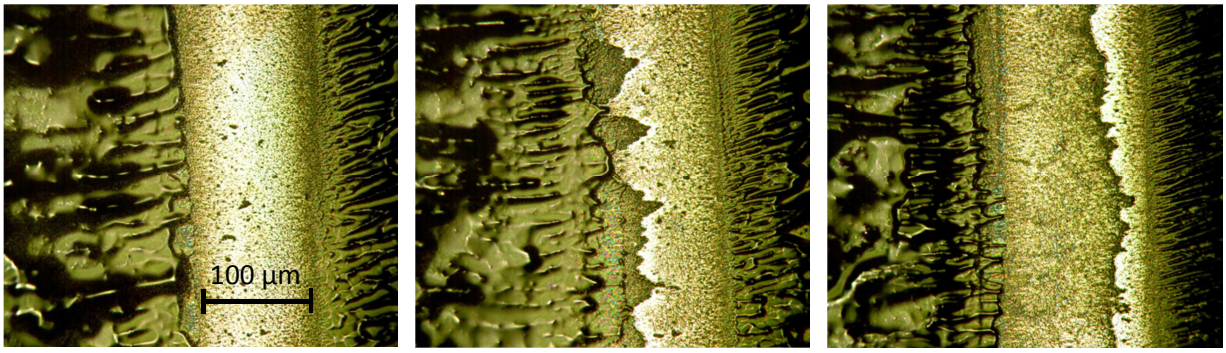


Figure III. 65. Evolution du coefficient de frottement en contact rugueux, revêtu et lubrifié (80 N, ± 5 %, ± 1 m/s).



(a) (b) (c)

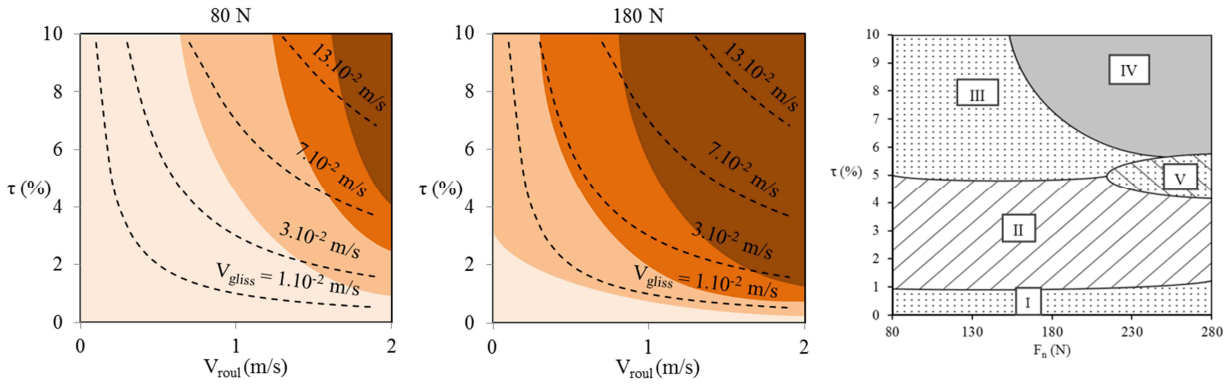
Figure III.66. Observations de la piste sur le disque revêtu et lubrifié (surface rugueuse) : (a) 10^2 cycles ; (b) 8.10^4 cycles ; (c) 3.10^5 cycles.

3 Conclusions

Le revêtement n'entre en jeu qu'une fois que la lubrification à la graisse a cessé d'être efficace. On retrouve alors une configuration proche de celle du contact sec revêtu, avec une phase de rodage qui génère un frottement important. La présence de graisse empêche toutefois la mise en place optimale du film de transfert, et la présence du revêtement empêche l'action des additifs sur le disque. On obtient donc un régime hybride où ni la graisse ni le revêtement ne sont complètement performants.

Par ailleurs, pour que la graisse cesse d'être efficace et que le revêtement entre en jeu, il faut se situer dans un régime limite/instable. Les cartes d'endommagement de la partie II (Figure III.67.a) montrent que ce type de régime correspond surtout à des fortes charges et des taux de glissement élevés. Or, la carte de la partie III montre que de telles conditions favorisent les domaines IV et V dans lesquels le revêtement s'endommage rapidement (Figure III.67.b). Autrement dit, les conditions de contact qui favorisent l'action du revêtement sont sévères, et favorisent aussi son endommagement.

Il faut noter cependant que les cartes de la partie II ont été établies pour un contact acier-acier lubrifié, et qu'elles sont susceptibles d'être légèrement différentes pour un contact revêtement – acier lubrifié compte tenu de l'impact du revêtement sur les mécanismes de lubrification : en particulier, le tribofilm lié aux additifs n'est formé que sur la surface non revêtue, et il est donc potentiellement moins épais et moins performant qu'en contact acier – acier.



(a) (b)

Figure III.67. Comparaison des cartes d'endommagement en contact graissé et en contact revêtu : (a) cartes d'instabilité du régime sous-alimenté à 80 et 180 N ; (b) carte du mode d'endommagement du revêtement WC/C.

CHAPITRE III.5 Implications sur le dimensionnement

Comme pour la partie II, ce chapitre présente les implications des résultats expérimentaux, présentés en chapitres III.2, III.3, et III.4 sur les choix de dimensionnement des vis à rouleaux dans les actionneurs électromécaniques.

1 Conditions d'utilisation optimales du revêtement

Les essais ont montré que pour certaines conditions de contact représentatives du contact vis / rouleau dans la VAR, le contact revêtu peut atteindre une phase de frottement nominale pendant un certain nombre de cycles, avec un coefficient de frottement de l'ordre de 0.1. On va voir ici quelles sont les conditions à réunir pour atteindre ces performances.

1.1 Rodage avant mise en service

Le principe d'action du revêtement comprend une première phase de rodage durant laquelle un troisième corps lubrifiant est formé et adhère à la surface non revêtue. La durée de cette phase dépend légèrement des conditions de pression et de glissement, mais correspond à un nombre de cycles important ($\sim 10^4$). Elle s'accompagne par ailleurs d'une émission de débris abrasifs, de vibrations, et d'un coefficient de frottement qui décroît de 0.3 à 0.1. Il peut donc être conseillé d'appliquer, avant la mise en service, un certain nombre de cycles de « rodage » en conditions de pression et de vitesse faible (le taux de glissement dépend du pas de vis et ne peut donc pas être modifié).

1.2 Etat de surface

Pour le type de revêtement étudié, la rugosité de la surface revêtue reflète directement la rugosité du substrat, et les essais sur tribomètre ont montré que seul un état de surface équivalent à une tribofinition ($Ra < 0.1$ µm) permet au revêtement d'atteindre un fonctionnement optimal (rodage court, coefficient de frottement stabilisé proche de 0.1). L'hypothèse la plus probable est que, lors du dépôt, la formation de la structure colonnaire du revêtement, qui assure les performances en frottement, est fortement perturbée par une rugosité trop élevée. Il paraît donc indispensable d'appliquer un traitement de tribofinition ou de polissage des filets de la vis, des rouleaux et de l'écrou avant dépôt.

1.3 Choix de la pièce à revêtir

Les essais ont montré que le fait de déposer le revêtement sur deux surfaces en contact permet de raccourcir la phase de rodage et de baisser le coefficient de frottement pendant les premiers cycles. Toutefois, la présence de revêtement de part et d'autre du contact empêche l'adhésion du troisième corps sur l'une d'entre elles, et dégrade le coefficient de frottement pendant la phase optimale qui suit la phase de rodage.
Il est également apparu que le frottement est amélioré quand le revêtement est appliqué sur la surface plane plutôt que sur la surface courbe. De plus, pour un aller-retour de l'écrou le long de la vis, les filets des rouleaux sont sollicités régulièrement sur toute la course tandis que les filets de la vis ne travaillent qu'au passage des rouleaux. Le nombre de passages dans le contact est en moyenne 10 fois plus grand pour un élément de filet de rouleau que pour un élément de filet de vis. Il semblerait donc plus pertinent de revêtir la vis et non les rouleaux.

Ce choix permettrait par ailleurs d'inspecter l'état du revêtement pendant la phase de rodage (avant mise en service), car la vis est accessible (contrairement aux rouleaux qui sont maintenus dans l'écrou). D'autres éléments sont à prendre en compte, en particulier la cohérence de la température de traitement thermique des pièces avec la température de dépôt du revêtement : celui-ci est habituellement déposé à des températures de l'ordre de 200°C, qui peuvent induire un abattement de 7 % de dureté pour des pièces en acier trempées et revenues à 180°C.

1.4 Pression et cisaillement maximaux

Des essais sur surfaces polies dans différentes conditions de sollicitation ont mis en évidence que, pour des pressions de contact supérieures à 3.5 GPa combinées à des taux de glissement supérieurs à 6 %, le revêtement est susceptible de s'endommager de façon quasi-immédiate. La connaissance des pressions de contact en fonctionnement est donc nécessaire, et elle passe par une prise en compte de la distribution de pression le long des rouleaux.

2 Endommagement du revêtement

2.1 Choix du pas de vis

Il a été mis en évidence que la durée de vie du revêtement est principalement liée à sa tenue à l'usure abrasive résultant de l'élimination et de la formation en continu du troisième corps. Mais il a été mis en évidence que, pour un taux de glissement suffisamment faible ($\tau < 5\%$), l'usure du revêtement est suffisamment lente pour permettre l'amorçage et la propagation de fissures, et que cette tendance dépend très peu de la pression de contact et de la vitesse de roulement (Figure III.68).

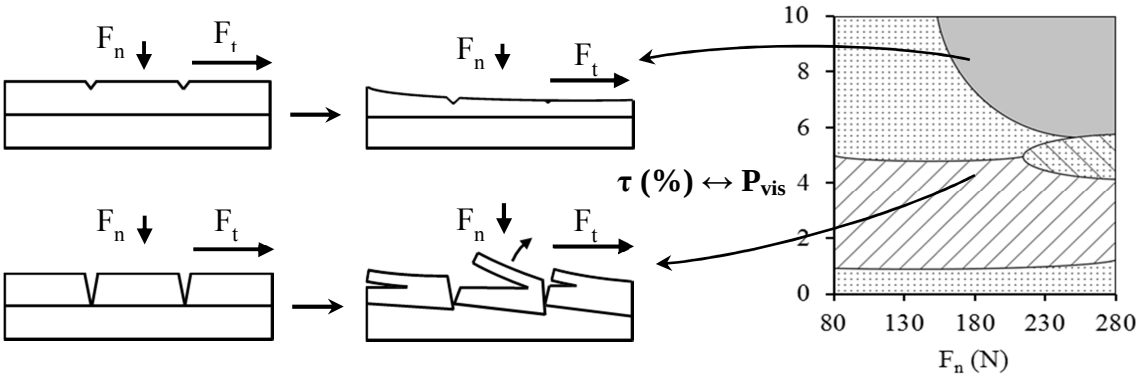


Figure III.68. Implication de la carte d'endommagement sur le choix du pas de vis.

La partie I a montré que le taux de glissement est directement proportionnel au pas de vis, et que la vitesse d'extension axiale du système est directement proportionnelle à la vitesse de glissement ($V_{gliss} = V_{ax} \,.\cos\beta$). Ainsi, pour un débattement axial du système donné (i.e. une course de l'écrou donnée), la distance de glissement totale pour un élément de surface d'un filet, de vis ou de rouleau, est la même quel que soit le pas de vis. Cependant, plus le pas de vis est fin, plus le taux de glissement est faible, et plus la distance de glissement est répartie sur un nombre de cycles élevé, ce qui favorise le phénomène de fatigue. A l'inverse, un pas plus important implique un volume usé plus grand à chaque cycle, et un nombre de cycles proportionnellement moins élevé, ce qui limite le phénomène de fissuration.

Il paraît donc plus judicieux d'utiliser le revêtement sur des VAR à pas important (tel que $\tau >$ 5 %) de façon à limiter l'apparition de fissures et d'écaillage qui détériorent le frottement et donc le rendement en phase stationnaire. Ceci implique toutefois d'utiliser des pressions de contact suffisamment faibles pour éviter la délamination généralisée (domaines IV et V sur la Figure III.49).

2.2 Choix du revêtement

Deux revêtements de types WC/C ont été testés, et il est apparu que leurs propriétés en fatigue et en usure sont légèrement différentes. Des éléments bibliographiques ont permis de relier cela à l'homogénéité de la structure composite : plus la constitution est homogène, et plus l'action anti-usure du carbure de tungstène est importante, mais moins le revêtement résiste à la fatigue. Une structure en couches superposées plus épaisses garantit à l'inverse une meilleure résistance à la fissuration, mais une cinétique d'usure plus rapide.

Pour une VAR à pas fins, le nombre de cycles est élevé et le risque de fissuration plus important. On peut donc privilégier une structure multicouches à couches épaisses. Pour une VAR à pas plus important, on pourrait à l'inverse privilégier une résistance accrue à l'usure abrasive. Or, on a indiqué précédemment que la distance glissée correspond à la course de l'écrou, et ne dépend donc pas du pas de vis. L'utilisation d'une VAR à grand pas de vis paraît donc plus judicieuse puisqu'elle permet d'employer un revêtement présentant une durée de vie en usure maximale (en diminuant l'épaisseur des couches de WC et de C), sans risquer de le fissurer.

3 Lubrification supplémentaire

Le revêtement est régulièrement envisagé comme une protection supplémentaire à utiliser en combinaison d'une lubrification fluide, au cas où celle-ci deviendrait inopérante. Toutefois, on a montré que le fonctionnement du revêtement exige la mise en place d'un transfert de troisième corps lubrifiant, et que la présence de graisse empêche les mécanismes d'adhésion qui l'initient. Quand la lubrification fluide devient insuffisante, ces mécanismes commencent à avoir lieu, ce qui dégrade momentanément le frottement, et ils sont ralentis par la présence résiduelle de graisse. Au vu des résultats expérimentaux, le revêtement ne peut donc être pleinement fonctionnel en présence de lubrifiant. Par ailleurs, la protection du contact en régime limite est théoriquement assurée par la formation d'un tribofilm protecteur qui provient de la réaction des additifs avec les oxydes métalliques. Lorsque l'une des deux surfaces, voire les deux, est revêtue, ce mécanisme est donc limité. La lubrification ne peut donc pas être non plus pleinement fonctionnelle en présence du revêtement.

4 Conclusions

L'intérêt majeur du revêtement est que sa durée de vie dans le contact est régie par une cinétique d'usure qui peut être modélisée. La présence du revêtement pourrait donc permettre de mieux maîtriser la durée de vie de la VAR d'un point de vue tribologique. Toutefois, pour qu'il soit opérationnel, un certain nombre de conditions sont requises sur l'état de surface, la pression, le taux de glissement, la structure du revêtement, l'absence de lubrification supplémentaire, ce qui rend son utilisation délicate.

Références

[III.1] Official Journal of the European Union, L 396/1, 2006.

[III.2] **K. B. T. Mang, T. Bartels,** *Industrial tribology: tribosystems, friction, wear and surface engineering, lubrication*, Weinheim: Wiley-VCH Verlag & Co., 2011.

[III.3] Rapport du BRGM, *Traitement in situ du chrome hexavalent contenu dans un sol industriel non saturé, procédé d'immobilisation par l'hydrosulfite de sodium*, BRGM/RP-53164-FR, 2004.

[III.4] **R. A. Rowntree, M. J. Todd,** *A Review of European Trends in Space Tribology and its Application to Spacecraft Mechanism Design*, MRS Online Proc. Libr., vol. 140, 1988.

[III.5] **J. Zhang, A. A. Polycarpou, J. Economy,** *An improved tribological polymer-coating system for metal surfaces*, Tribol. Lett., vol. 38, n°3, p. 355–365, 2010.

[III.6] **J. A. Williams,** *Engineering Tribology*, Oxford University Press, 1994.

[III.7] **C. Donnet, A. Erdemir,** *Historical developments and new trends in tribological and solid lubricant coatings*, Surf. Coatings Technol., vol. 180–181, p. 76–84, 2004.

[III.8] **H. Holleck,** *Material selection for hard coatings*, J. Vac. Sci. Technol. A Vacuum, Surfaces, Film., vol. 4, n°6, p. 2661, 1986.

[III.9] **A. Erdemir, C. Donnet,** *Tribology of diamond-like carbon films : recent progress and future prospects*, Journal of Physics D: Applied Physics, vol. 39, n°18, 2006.

[III.10] **O. Knotek, F. Löffler, G. Krämer,** *Cutting performance of multicomponent and multilayer coatings on cemented carbides and cermets for interrupted cut machining*, Int. J. Refract. Met. Hard Mater., vol. 14, n°1–3, p. 195–202, 1996.

[III.11] **H. Holleck, V. Schier**, *Multilayer PVD coatings for wear protection*, Surf. Coatings Technol., vol. 76–77, n°1–3 pt 1, p. 328–336, 1995.

[III.12] **K. Holmberg, A. Matthews, H. Ronkainen,** *Coatings tribology—contact mechanisms and surface design*, Tribol. Int., vol. 31, n°1–3, p. 107–120, 1998.

[III.13] **Q. Yang, L. R. Zhao,** *Dry sliding wear of magnetron sputtered TiN/CrN superlattice coatings*, Surf. Coatings Technol., vol. 173, n°1, p. 58–66, 2003.

[III.14] **K. Holmberg, H. Ronkainen, A. Matthews,** *Tribology of thin coatings*, Ceram. Int., vol. 26, n°7, p. 787–795, 2000.

[III.15] **E. Males,** Présentation technique OERLIKON-BALZERS®, 2014.

[III.16] **V. Moorthy, B. A. Shaw,** *Effect of as-ground surface and the BALINIT® C and Nb-S coatings on contact fatigue damage in gears*, Tribol. Int., vol. 51, p. 61–70, 2012.

[III.17] **J. C. Jiang, W. J. Meng, A. G. Evans, C. V. Cooper,** *Structure and mechanics of W-DLC coated spur gears*, Surf. Coatings Technol., vol. 176, n°1, p. 50–56, 2003.

[III.18] **M. Gubisch, Y. Liu, L. Spiess, H. Romanus, S. Krischok, G. Ecke, J. A. Schaefer, C. Knedlik,** *Nanoscale multilayer WC/C coatings developed for nanopositioning: Part I. Microstructures and mechanical properties*, Thin Solid Films, vol. 488, n°1–2, p. 132–139, 2005.

[III.19] **P. W. Gold, J. Loos**, *Wear resistance of PVD-coatings in roller bearings*, Wear, vol. 253, n°3–4, p. 465–472, 2002.

[III.20] **D. Yonekura, R. J. Chittenden, P. A. Dearnley,** *Wear mechanisms of steel roller bearings protected by thin, hard and low friction coatings*, Wear, vol. 259, n°1–6, p. 779–788, 2005.

[III.21] **D. Y. Hua, J. Zhang,** *Degradation of W-DLC coatings in rolling / sliding applications*, Proceedings of WTC 2005, 2005.

[III.22] **B. Podgornik, S. Jacobson, S. Hogmark,** *Influence of EP and AW additives on the tribological behaviour of hard low friction coatings*, Surf. Coatings Technol., vol. 165, n°2, p. 168–175, 2003.

[III.23] **J. Fontaine, C. Donnet, A. Erdemir,** *Tribology of Diamond-Like Carbon Films*, Springer, 2008.

[III.24] **C. Mercer, A. G. Evans, N. Yao, S. Allameh, C. V. Cooper,** *Material removal on lubricated steel gears with W-DLC coated surfaces*, Surf. Coatings Technol., vol. 173, n°2–3, p. 122–129, 2003.

[III.25] **Y. Liu, M. Gubisch, T. Haensel, L. Spiess, J. A. Schaefer**, *Evaluation of the friction of WC/DLC solid lubricating films in vacuum*, Tribol. Int., vol. 39, n°12, p. 1584–1590, 2006.

[III.26] **A. A. Voevodin, J. P. O'Neill, J. S. Zabinski,** *Tribological performance and tribochemistry of nanocrystalline WC/amorphous diamond-like carbon composites*, Thin Solid Films, vol. 342, n°1–2, p. 194–200, Mar. 1999.

[III.27] **H. Ronkainen, J. Likonen, J. Koskinen, S. Varjus**, *Effect of tribofilm formation on the tribological performance of hydrogenated carbon coatin*gs, Surf. Coatings Technol., vol. 79, n°1–3, p. 87–94, 1996.

[III.28] **T. Kunze, M. Posselt, S. Gemming, G. Seifert, A. R. Konicek, R. W. Carpick, L. Pastewka, M. Moseler,** *Wear, plasticity, and rehybridization in tetrahedral amorphous carbon*, Tribol. Lett., vol. 53, n°1, p. 119–126, 2014.

[III.29] **K. D. Koshigan, F. Mangolini, J. B. McClimon, B. Vacher, S. Bec, R. W. Carpick, J. Fontaine,** *Understanding the hydrogen and oxygen gas pressure*

dependence of the tribological properties of silicon oxide–doped hydrogenated amorphous carbon coatings, Carbon N. Y., vol. 93, p. 851–860, 2015.

[III.30] **T. W. Scharf, J. A. Ohlhausen, D. R. Tallant, S. V. Prasad,** *Mechanisms of friction in diamondlike nanocomposite coatings*, J. Appl. Phys., vol. 101, n°6, p. 1–11, 2007.

[III.31] **E. Liu, Y. F. Ding, L. Li, B. Blanpain, J. Celis,** *Influence of humidity on the friction of diamond and diamond-like carbon materials*, vol. 40, p. 216–219, 2007.

[III.32] **T. A. Solzak, A. A. Polycarpou,** *Tribology of WC/C coatings for use in oil-less piston-type compressors*, Surf. Coatings Technol., vol. 201, n°7, p. 4260–4265, Dec. 2006.

[III.33] **T. Kagnaya,** *Contribution à l'identification des mécanismes d'usure d'un WC-6% Co en usinage et par une approche tribologique et thermique*, Thèse Ecole des Mines de Paris, 2009.

[III.34] **W. D. Callister,** *Science et génie des matériaux*, Dunod, 2003.

[III.35] **G.M. Hamilton,** *Explicit equations for the stresses beneath a sliding spherical contact*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C: Journal of Mechanical Engineering Science 197, 53–59, 1983.

[III.36] **G. M. Hamilton, L. E. Goodman,** *The stress field created by a circular sliding contac*, J. Appl. Mech, vol. 33, n°2, p. 371, 1966.

[III.37] **S. J. Bull,** *Failure mode maps in the thin film scratch adhesion test*, Tribol. Int., vol. 30, n°7, p. 491–498, 1997.

[III.38] **U. Wiklund, J. Gunnars, S. Hogmark,** *Influence of residual stresses on fracture and delamination of thin hard coatings*, Wear, vol. 232, n°2, p. 262–269, 1999.

[III.39] **M.-Y. He,** *Crack Deflection at an Interface Between Dissimilar Elastic Materials*, International Journal of Solids and Structures, vol. 25, n°9, p. 1053–1067, 1989.

[III.40] **D. B. Popejoy, L. R. Dharani,** *Effect of fiber coating and interfacial debonding on crack growth in fiber-reinforced composites*, Theor. Appl. Fract. Mech., vol. 18, n°1, p. 73–79, 1992.

[III.41] **A. G. Evans, M. D. Drory, M. S. Hu,** *The cracking and decohesion of thin films*, J. Mater. Res., vol. 3, n°05, p. 1043–1049, 1988.

[III.42] **K. M. Lietchi, Y. S. Chai,** *Asymmetric Shielding in Interfacial Fracture Under In-Plane Shear*, J. Appl. Mech, vol. 59, n°2, p. 295–304, 1992.

[III.43] **V. Fridrici,** *Fretting d'un alliage de titane revêtu et lubrifié : application au contact aube/disque*, Thèse Ecole Centrale de Lyon, 2002.

[III.44] **J. F. Archard,** *Contact and rubbing of flat surfaces*, J. Appl. Phys., vol. 24, n°8, p. 981–988, 1953.

[III.45] **M. Godet,** *The third-body approach: A mechanical view of wear*, Wear, vol. 100, n°. 1–3, p. 437–452, 1984.

[III.46] **S. Fouvry, T. Liskiewicz, P. Kapsa, S. Hannel, E. Sauger,** *An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts*, Wear, vol. 255, n°1–6, p. 287–298, 2003.

[III.47] **C. Bathias, J.-P. Baïlon,** *La fatigue des matériaux et des structures*, 1980.

[III.48] **C. Strondl, G. J. Van der Kolk, T. Hurkmans, W. Fleischer, T. Trinh, N. M. Carvalho, J. T. M. De Hosson,** *Properties and characterization of multilayers of carbides and diamond-like carbon*, Surf. Coatings Technol., vol. 142–144, p. 707–713, 2001.

[III.49] **B. Podgornik, J. Vizintin, S. Jacobson, S. Hogmark,** *Tribological behaviour of WC / C coatings operating under different lubrication regimes*, vol. 178, p. 558–565, 2004.

[III.50] **K. Bobzin, N. Bagcivan, N. Goebbels, K. Yilmaz, B.-R. Hoehn, K. Michaelis, M. Hochmann,** *Lubricated PVD CrAlN and WC/C coatings for automotive applications*, Surf. Coatings Technol., vol. 204, n°. 6–7, p. 1097–1101, Dec. 2009.

[III.51] **B. Podgornik, S. Jacobson, S. Hogmark,** *Influence of EP and AW additives on the tribological behaviour of hard low friction coatings*, Surf. Coatings Technol., vol. 165, n°2, p. 168–175, 2003.

CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES

Dans le contexte de l'électrification des actionneurs de trains d'atterrissage, les bureaux d'études envisagent d'utiliser des systèmes de vis à rouleaux satellites (VAR) capables de supporter des fortes charges, et dont le pas de vis peut être suffisamment faible pour s'affranchir de réduction mécanique.
Les vis à rouleaux sont constituées d'un ensemble de rouleaux satellites filetés qui roulent entre une vis et un écrou filetés. Comme pour beaucoup de pièces de roulement, les normes qui définissent la durée de vie de ces composants prennent en compte un endommagement en fatigue de roulement. Or, les retours d'expérience en service et en essais montrent que des phénomènes d'adhésion-grippage abrègent bien souvent cette durée de vie. Pour améliorer leur fiabilité, les vis à rouleaux sont donc souvent utilisées en système redondant, ce qui accroît la masse et limite leur intérêt.

L'objectif de cette étude a été d'analyser la susceptibilité à l'usure des vis à rouleaux pour proposer des critères de dimensionnement et des solutions de protection permettant d'optimiser et de mieux prédire leur durée de vie.

Analyse du contact et démarche expérimentale

L'étude mécanique du système a permis de caractériser les zones sujettes à l'usure dans la VAR. Il s'agit d'un ensemble de contacts elliptiques, formés entre les filets des rouleaux et de la vis (plusieurs dizaines, voire centaines selon le pas de vis). Pour optimiser les dimensions de la VAR, ces contacts sont habituellement chargés au maximum de la résistance mécanique des aciers inoxydables qui les constituent, et sont lubrifiés préférentiellement à la graisse. Une étude basée sur la raideur des composants a par ailleurs montré que les pressions ne sont pas distribuées de façon homogène sur ces contacts, et qu'elles peuvent atteindre 130 % de la pression moyenne sur certains d'entre eux, ce qui correspond à des pressions de Hertz pouvant aller jusqu'à 4 GPa.
Lors de la rotation de la vis, les rouleaux sont entraînés en rotation et ces contacts sont animés d'une composante de roulement dans la direction de déplacement orbital des rouleaux. L'analyse des paramètres géométriques, rayons, angles d'hélices etc., a montré que ce roulement s'accompagne d'une composante de glissement dirigée perpendiculairement à la direction de roulement, et d'une composante de *spin* liée à l'inclinaison des filets par rapport aux axes de rotation. La combinaison de ces deux composantes génère à l'intérieur de l'ellipse de contact des lignes d'iso-vitesse de glissement distribuées de façon concentrique autour d'un point situé à l'extérieur du contact. Il est possible de définir un taux de glissement global aux contacts τ. Des calculs géométriques ont permis de relier les trois principaux paramètres de contact (pression p_{max}, vitesse de roulement V_{roul} et taux de glissement τ) aux paramètres globaux de la vis à rouleaux (pas de vis, rayon de la vis, charge appliquée et vitesse d'extension). La vitesse de roulement varie alors entre 0.5 et 2 m/s selon l'application, et le taux de glissement, qui évolue proportionnellement au pas de vis, varie entre 3 et 10 %.

Pour répondre à l'objectif d'optimisation de durée de vie, la démarche a donc été d'analyser l'influence de p_{max}, V_{roul} et τ sur l'endommagement afin de définir pour quels paramètres dimensionnels le comportement tribologique est optimale.

Un bref calcul énergétique a d'abord montré que la puissance totale dissipée dans la vis est indépendante des paramètres dimensionnels, mais que la puissance dissipée localement dans l'ellipse de chaque contact atteint un maximum local plus élevé pour des faibles taux de

glissement. Les vis à pas fins sont donc davantage susceptibles d'être le siège d'une usure adhésive.
Un dispositif expérimental a ensuite été mis au point pour simuler un contact elliptique représentatif de la VAR et faire varier ses caractéristiques principales (p_{max}, V_{roul}, τ). Il utilise un disque et un galet torique placés sur un tribomètre rotatif (Figure 1). L'effort normal est maîtrisé et le galet est entrainé en roulement par le disque dont la vitesse de rotation est également maîtrisée. Le décalage du galet dans sa direction de roulement permet de générer un taux de glissement transverse d'amplitude variable.
Le contact simulé a été étudié dans trois configurations différentes : en contact acier/acier sans lubrification, avec lubrification à la graisse, et avec un revêtement composite multicouches de WC/C.

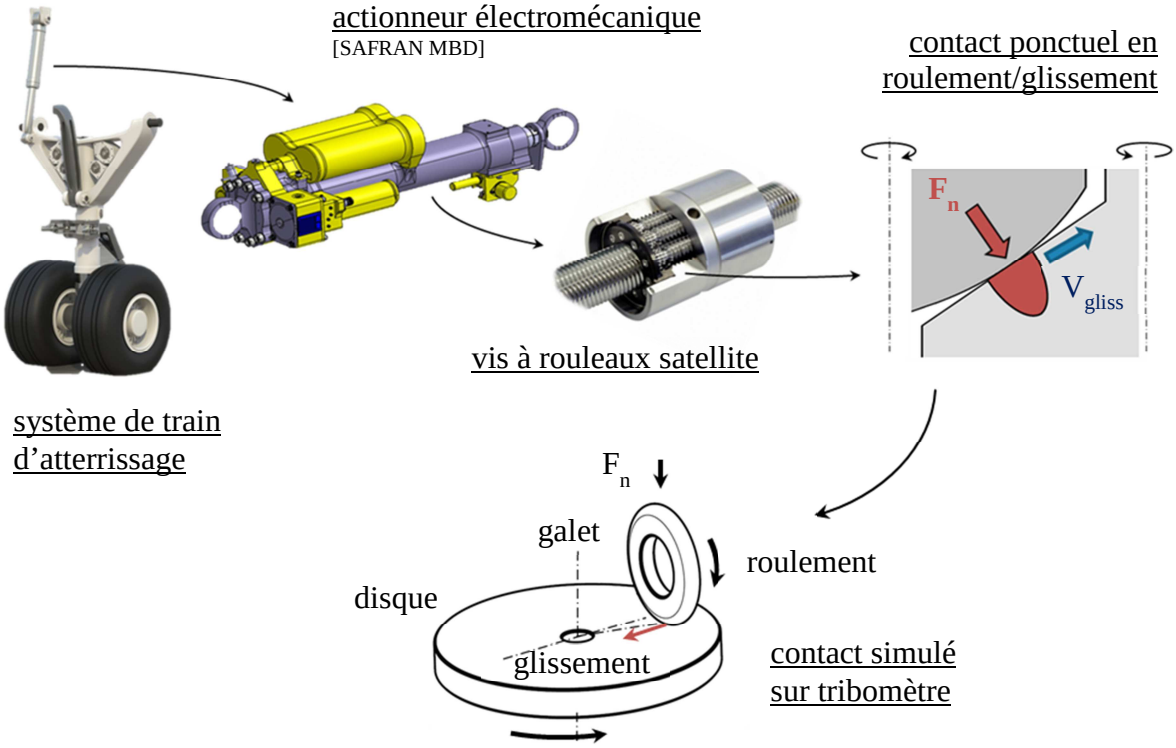


Figure 1. Contexte et analyse du problème.

Conclusions sur la tribologie du contact en roulement et glissement transverse

Les essais préliminaires en contact sec ont présenté une usure adhésive très rapide et sous forme de particules de transfert de quelques centaines de nanomètres, qui sont écrouies à chaque passage dans le contact et qui conduisent à un coefficient de frottement de l'ordre de 0.5. Cet endommagement est aussi apparu en conditions de sollicitation légères. Quels que soient les paramètres d'utilisation de la vis, le grippage est donc inévitable et imminent en l'absence de lubrification ou d'une autre protection.

L'étude du contact graissé a mis en évidence les différents régimes de lubrification inhérents au contact en roulement/glissement. Il est apparu que, sans glissement, la lubrification atteint un équilibre stable pour une durée de fonctionnement très importante, et que l'instauration d'un taux de glissement transverse, même très faible, perturbe totalement cet équilibre en vidant l'un des deux bourrelets de graisse formés autour de la piste. Ceci génère dans un

premier temps un régime suralimenté où la séparation des surfaces est assurée par une épaisseur de graisse importante, dont la durée dépend de la quantité de graisse initiale. Dans un deuxième temps, le contact atteint un régime sous-alimenté où la lubrification est assurée par le cisaillement de petits volumes de graisse résiduels, et vraisemblablement par des mécanismes de diffusion capillaire. Différents types de régime sous-alimenté ont été identifiés : pour certaines conditions de sollicitation (p_{max}, V_{roul}, τ), l'alimentation est suffisante et la durée de vie très importante. Pour d'autres, on observe une activité tribochimique liée aux additifs contenus dans l'huile de base de la graisse, et qui peut prendre plusieurs formes (film permanent et film sacrificiel). Dans certains cas, une usure adhésive similaire à celle des essais à sec, mais moins importante, peut avoir lieu.
Les influences des paramètres d'essais (p_{max}, V_{roul}, τ) sont multiples. Une étude quantitative a permis d'identifier à quel type de sous-alimentation, plus ou moins sévère, donnait lieu chaque combinaison de pression, vitesse et taux de glissement. Les résultats, traduits sous formes de carte, montrent que la séparation entre les différents domaines (avec ou sans tribochimie, avec ou sans usure), n'est pas tout à fait proportionnelle à la puissance dissipée, et que, pour une vitesse de glissement donnée, la sous-alimentation est globalement plus stable pour les faibles vitesses de roulement et les forts taux de glissement. Des essais en roulement et glissement alternés n'ont pas montré de modification sur le type de sous-alimentation.

Les essais en roulement/glissement avec des surfaces revêtues ont permis de mieux comprendre les mécanismes d'action et d'endommagement du revêtement WC/C. Lors des premiers cycles, une partie du revêtement est transférée sur la surface antagoniste non revêtue et forme un tribofilm qui assure un bas frottement. Sa mise en place s'accompagne d'une émission de débris et d'un coefficient de frottement élevé, qui diminue progressivement de 0.3 à 0.1. Cette phase de rodage donne lieu à une phase de frottement « optimal » dans laquelle le tribofilm est continuellement éliminé puis reformé, entraînant l'usure progressive du revêtement. Il a été montré que l'évolution du volume usé suit une loi linéaire se rapprochant de la loi d'Archard. Au bout d'un certain nombre de cycles, l'élimination complète des couches supérieures fonctionnelles du revêtement entraîne une augmentation du coefficient de frottement. En parallèle de cet endommagement principal, il a été constaté des phénomènes de fissuration liés au glissement transverse, menant parfois à des écaillages légers, internes au revêtement. Une étude quantitative a été menée afin d'identifier pour quelles conditions de contact cet endommagement par fatigue survient avant l'usure complète du revêtement. Les résultats, à nouveau traduits sous forme d'une carte, ont révélé une compétition entre l'usure abrasive et la fatigue de contact, gouvernée principalement par le taux de glissement : pour un taux de glissement suffisamment faible, le nombre de cycles avant l'élimination totale du revêtement est suffisamment grand pour permettre aux fissures de s'amorcer et de se propager. A l'inverse, pour des taux de glissement suffisamment grands, la cinétique d'usure est plus élevée que la cinétique de propagation, et le matériau du revêtement est éliminé avant que les fissures ne puissent s'y propager. Dans les domaines étudiés, la vitesse de roulement et la pression de contact ne jouent pas de rôle significatif dans cette compétition.
L'ajout de graisse en plus du revêtement ne s'est pas avéré profitable ni pour l'action de la graisse, ni pour l'action du revêtement : la présence du revêtement empêche en effet la formation de film tribochimique par les additifs de la graisse sur la surface revêtue, et la présence de lubrifiant ralentit fortement la formation du film de transfert du revêtement sur la surface non revêtue.

La présence d'un taux de glissement perpendiculaire au roulement, associé à de fortes pressions de contact conduit donc à des mécanismes d'endommagement relativement singuliers, aussi bien en contact lubrifié qu'en contact revêtu.

Recommandations sur le dimensionnement

Suite aux résultats expérimentaux obtenus, il est possible de proposer plusieurs recommandations sur le choix des paramètres d'une vis à rouleaux dans les actionneurs.

Le choix d'un pas de vis très fin est intéressant d'un point de vue dimensionnel parce qu'il permet de limiter la dimension du mécanisme (en multipliant le nombre de points de contact), et de réduire la puissance de la motorisation électrique, et donc sa taille. Toutefois, les résultats ont montré que ces pas de vis fins favorisent l'endommagement :

- En théorie, la puissance dissipée dans chaque contact vis/rouleau est localement plus élevée pour les pas fins, où une usure adhésive est donc plus susceptible d'avoir lieu.
- En contact graissé, pour une vitesse d'extension voulue, un faible pas de vis implique une forte vitesse de roulement au contact, et favorise donc un régime de sous-alimentation instable où peuvent apparaître des traces d'adhésion qui détériorent le rendement et peuvent mener à un blocage.
- En contact revêtu, un pas fin implique une cinétique d'usure assez faible, et un nombre de cycles élevé pour une course de l'écrou donnée, ce qui favorise la fissuration et l'écaillage du revêtement pendant sa phase de fonctionnement optimal.
- D'autres éléments discréditent l'utilisation de pas de vis trop fins : la multiplication du nombre de contacts et donc du risque de défaillance, la difficulté à évacuer la chaleur, l'influence accrue de la rugosité et du jeu entre les pièces, et l'hétérogénéité de la distribution de pression le long des rouleaux.

Quelles que soient les conditions de sollicitation et de lubrification, une rugosité la plus faible possible est à privilégier :

- En contact graissé, une forte rugosité entraîne des pressions de contact localement plus élevées, et ralentit les mécanismes d'alimentation par diffusion d'huile aux abords de la zone de contact.
- En contact revêtu, la structure interne du revêtement est largement modifiée par une rugosité trop élevée, et les performances en usure et en fatigue sont alors fortement diminuées.

Compte tenu des fortes pressions et des glissements importants, il est hautement recommandé d'utiliser une graisse additivée et adaptée aux fortes charges. Ses propriétés rhéologiques peuvent aussi être prises en considération : une viscosité accrue permettra de garantir une présence de graisse suffisante au niveau des points de contact.

Les performances globales du revêtement WC/C semblent adaptées à l'application vis à rouleaux, mais sa mise en œuvre requiert des recommandations très strictes : hormis la rugosité qui doit être très faible (idéalement une tribofinition), et le pas de vis suffisamment grand pour éviter la fissuration, la mise en place du troisième corps nécessite une phase de rodage sous faible charge avant la mise en service. Par ailleurs, il ne semble pas conseillé d'associer le revêtement à une lubrification fluide supplémentaire. Enfin, les essais ont montré un endommagement sévère du revêtement pour des efforts de cisaillement trop importants : le revêtement n'est pas capable de supporter des pressions de plus de 3.5 GPa associées à des taux de glissement significatifs (> 5 %).

Le choix du revêtement peut dépendre du choix du pas de vis : pour un pas de vis important, qui implique un taux de glissement important et un nombre de cycles réduit pour chaque mission, on peut privilégier un revêtement moins performant en fatigue mais plus résistant à l'usure pour optimiser la durée de vie.
La disposition du revêtement sur les deux surfaces en contact (vis et rouleaux) est susceptible d'adoucir la phase de rodage, mais augmente aussi légèrement le coefficient de frottement en phase stationnaire, et double le risque d'endommagement du revêtement. Enfin, il est préférable de revêtir la vis plutôt que les rouleaux, aussi bien d'un point de vue tribologique que d'un point de vue de la mise en œuvre.

Perspectives de travail

Les revêtements WC/C se sont avérés prometteurs mais leur utilisation directe sans lubrification supplémentaire, bien qu'elle soit finalement conseillée pour optimiser leurs performances, semble délicate à mettre en œuvre sur une VAR compte tenu de la durée de la phase de rodage, de l'émission de débris abrasifs et des vibrations qui l'accompagnent. L'interaction revêtement/lubrifiant mériterait donc d'être davantage investiguée. En particulier, on pourrait envisager de réaliser d'abord des cycles de rodage du revêtement sans lubrifiant de façon à former le tribofilm de frottement sur les rouleaux, puis d'ajouter la graisse avant la mise en service. Cela permettrait de disposer d'un revêtement pleinement fonctionnel au moment où la lubrification deviendrait insuffisante.

La structure et les propriétés du revêtement sont également un point d'amélioration. Une technique de dépôt modulable pour générer au choix des revêtements composites très homogènes (résistants à l'usure), ou au contraire des revêtements fortement structurés (résistants en fatigue), permettrait d'adapter le revêtement à l'application de la vis étudiée (taille du pas de vis, pression de contact etc.).

Enfin, on a vu en partie I que d'autres endommagements que le grippage peuvent avoir lieu dans la vis à rouleaux, comme par exemple la fatigue de roulement. Il serait donc judicieux de s'assurer que les solutions tribologiques envisagées, comme le revêtement, ne perturbe pas la résistance à ces endommagements. On rappelle par exemple l'abattement de dureté constaté suite aux fortes températures de dépôt.

D'autre part, pour utiliser les résultats obtenus au cours de la thèse, il serait intéressant de disposer de moyens d'essais à une échelle intermédiaire entre l'essai tribologique de laboratoire et l'essai d'endurance sur vis complète. Cela permettrait de mieux maîtriser certains paramètres dimensionnels de la vis, et également d'étudier l'aspect tribologique à une échelle plus globale tout en s'affranchissant des autres modes d'endommagement.

dernière page de la thèse

AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'arrêté du 7 août 2006,

Vu la demande du Directeur de Thèse

Monsieur P. KAPSA

et les rapports de

Madame C. LANGLADE
Professeur - LERMPS-UTMB - Sites de Sévenans et de Montbéliard - 90010 BELFORT

Et de

Monsieur A. SAULOT
Maître de Conférences HDR - Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures - INSA de Lyon
CNRS UMR5259 - Bât. Jean d'Alembert - 18-20 rue des Sciences - 69621 VILLEURBANNE cedex

Monsieur AUREGAN Gilles

est autorisé à soutenir une thèse pour l'obtention du grade de **DOCTEUR**

Ecole doctorale MATERIAUX

Fait à Ecully, le 18 janvier 2016

P/Le directeur de l'E.C.L.
La directrice des Etudes

ECOLE CENTRALE DE LYON
Service Scolarité
ECULLY

M-A. GALLAND

Résumé

Les vis à rouleaux satellites (VAR) équipent certains actionneurs électromécaniques du secteur aéronautique, et permettent de transformer un mouvement de rotation en un mouvement de translation. Ces systèmes sont constitués d'aciers inoxydables martensitiques trempés, et sont habituellement lubrifiés à la graisse. Comme pour beaucoup d'autres pièces de roulement, l'adhésion-grippage peut survenir bien avant la durée de vie théorique calculée en fatigue de roulement. La charge actionnée par la vis est portée par un ensemble de contacts entre les filets de la vis, des rouleaux et de l'écrou. Chaque contact peut être décrit comme un contact de type ellipsoïde sur plan soumis à de fortes pressions de contact (3-4 GPa), et à une cinématique de roulement associée à une composante de glissement transverse (jusqu'à 10 % de taux de glissement). L'objectif de la thèse est de comprendre les mécanismes d'endommagement dans les VAR, d'étudier l'influence des paramètres de design et d'utilisation sur ces mécanismes au travers de paramètres tribologiques, et de proposer une ou plusieurs solutions permettant d'améliorer le comportement et la durée de vie. Le contact est simulé expérimentalement par un galet torique en roulement sur un disque plan. Un tribomètre rotatif est utilisé pour reproduire la cinématique de contact avec un glissement perpendiculaire au roulement. L'effort tangentiel transverse lié au glissement est mesuré, ainsi que la vitesse de roulement du galet. Une caméra et un microscope installés au-dessus du disque permettent de réaliser un film image par image de l'évolution de la piste usée au cours des essais. Le comportement du contact acier / acier sans lubrification est d'abord étudié, et montre une usure adhésive catastrophique dès les premiers cycles. Plusieurs aspects du comportement en contact lubrifié à la graisse sont alors étudiés, en particulier les mécanismes d'alimentation spécifiques liés au glissement transverse, ainsi que les degrés d'instabilité de la sous-alimentation qui peuvent être cartographiés en fonction des paramètres d'entrée (pressions, vitesse, taux de glissement). Un revêtement couche mince du type WC/C est également étudié en remplacement de la graisse. L'étude de son comportement montre une étape de rodage importante puis une phase de bas frottement, qui se termine par une phase d'endommagement par usure abrasive. Un endommagement secondaire du revêtement lié à la fatigue de contact a également été identifié, et les conditions de son apparition par rapport aux conditions de sollicitation ont été cartographiées. L'analyse des résultats expérimentaux obtenus permet de proposer des pistes pour le design et le choix des matériaux pour améliorer le comportement et la durabilité des VAR.

Mots clés : vis à rouleaux, roulement, glissement, graisse, revêtement couche mince, WC/C

Abstract

The planetary roller screw (PRS) mechanism is used in the aeronautics industry for electro-mechanical actuators application. It transforms a rotational movement into a translation movement, and it is designed for heavy loads. The main components are made of martensitic stainless steels, and lubricated with grease. Like most usual rolling mechanisms, smearing and jamming can occur before the theoretical fatigue lifetime, especially in poor lubrication conditions. The actuated load is carried by small contacts between the threads of the screw, the rollers and the nut. The static single contact can be described as an ellipsoid on flat contact with high contact pressure (3-4 GPa). The motion consists of rolling with spin associated with side slip (up to 10 %). The aim of this PhD work is to investigate the wear behavior for different operating and design parameters of PRS such as load, speed, slip ratio, lubrication and material structure, in order to improve behavior and lifetime of PRS. The contact is experimentally simulated by a free rolling roller loaded on a rotating disk. A specific tribometer is used to create a contact with a side slip component, i.e. perpendicular to the rolling direction. The roller rolling speed and the tangential force generated by the slip ratio are measured. Also, an optical device is set on the tribometer to make a film of the evolution of the track outside of the contact. Steel on steel wear behavior is first presented. Then, several aspects of the greased lubricated contact are studied such as the feeding mechanisms related to the specific kinematics, and susceptibility to smearing in relation with tests input parameters. The feeding mechanisms are mapped as a function of input parameters (contact pressure, rolling speed, and sliding ratio). The wear behavior of hard carbon-based coatings with and without grease is also investigated. It shows good performance for the roller-screw application. The coating lifetime is governed by a three-body wear mechanism, but the experiments also reveal a progressive cracking in the rolling direction, i.e. perpendicular to the sliding direction. Lastly, a wear mode map is proposed to illustrate the competition between the two damage modes depending on the tests input parameters. The analysis of experimental results allows us to propose ways to improve the design and the selection of materials in order to increase the behavior and the durability of PRS.

Keywords : roller screw, rolling, sliding, grease, hard coating, WC/C