

THESE

présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir le grade de DOCTEUR

spécialité : Matériaux

par

Rafic MERHEJ

Master Génie des Matériaux de l'INSA de Lyon

**Impact de la taille du contact sur le
comportement tribologique du contact
100Cr6/100Cr6 soumis à des sollicitations
de fretting**

Soutenue le 30 Mai 2008 devant la commission d'examen composée de M.M.

Philippe KAPSA, DR CNRS, Ecole Centrale de Lyon

Président du jury

Jean DENAPE, professeur, ENI Tarbes

Rapporteur

François ROBBE-VALLOIRE, professeur, LISMMA

Rapporteur

Amilcar RAMALHO, professeur, U Coimbra

Membre

Nicolas FILLOT, Maître de conférences, INSA de Lyon

Membre

Siegfried FOUVRY, CR CNRS, Ecole Centrale de Lyon

Directeur de thèse

ECOLE CENTRALE DE LYON

Liste des personnes habilitées à diriger des recherches

<i>Nom-Prénom</i>	<i>Corps grade</i>	<i>Laboratoire ou à défaut département ECL</i>	<i>Etablissement</i>
AURIOL Philippe	professeur	AMPERE	ECL
BEROUAL Abderrahmane	professeur	AMPERE	ECL
BURET François	maître de conférences	AMPERE	ECL
JAFFREZIC-RENAULT Nicole	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
KRÄHENBÜHL Laurent	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
MARTELET Claude	professeur	AMPERE	ECL
NICOLAS Alain	professeur	AMPERE	ECL
NICOLAS Laurent	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
SIMONET Pascal	chargé de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
THOMAS Gérard	professeur	AMPERE	ECL
VOLLAIRE Christian	maître de conférences	AMPERE	ECL

Nbre Ampère 11

HELLOUIN Yves	maître de conférences	DER EEA	ECL
LE HELLEY Michel	professeur	DER EEA	ECL

Nbre DER EEA 2

GUIRALDENQ Pierre	professeur émérite	DER STMS	ECL
VINGENT Léo	professeur	DER STMS	ECL

Nbre DER STMS 2

LOHEAC Jean-Pierre	maître de conférences	ICJ	ECL
MAITRE Jean-François	professeur émérite	ICJ	ECL
MARION Martine	professeur	ICJ	ECL
MOUSSAOUI Mohand	professeur	ICJ	ECL
MUSY François	maître de conférences	ICJ	ECL
ROUY MIRONESCU Elisabeth	professeur	ICJ	ECL
ZINE Abdel-Malek	maître de conférences	ICJ	ECL

Nbre ICJ 7

DAVID Bertrand	professeur	ICTT	ECL
----------------	------------	------	-----

Nbre ICTT 1

CALLARD Anne-Ségolène	maître de conférences	INL	ECL
CLOAREC Jean-Pierre	maître de conférences	INL	ECL
GAFFIOT Frédéric	professeur	INL	ECL
GAGNAIRE Alain	maître de conférences	INL	ECL
GARRIGUES Michel	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
GENDRY Michel	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
GRENET Geneviève	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
HOLLINGER Guy	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
JOSEPH Jacques	professeur	INL	ECL
KRAWCZYK Stanislas	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
MARTIN Jean-René	professeur émérite	INL	ECL

O'CONNOR Ian	maître de conférences	INL	ECL
PHANER-GOUTORBE Magali	professeur	INL	ECL
ROBACH Yves	professeur	INL	ECL
SEASSAL Christian	chargé de recherche	INL	CNRS/ECL
SOUTEYRAND Eliane	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
TARDY Jacques	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
VIKTOROVITCH Pierre	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL

Nbre INL 18

CHEN Liming	professeur	LIRIS	ECL
-------------	------------	-------	-----

Nbre LIRIS 1

BAILLY Christophe	professeur	LMFA	ECL
BERTOGLIO Jean-Pierre	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
BLANC-BENON Philippe	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
BOGEY Christophe	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CAMBON Claude	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CARRIERE Philippe	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CHAMPOUSSIN J-Claude	professeur émérite	LMFA	ECL
COMTE-BELLOT geneviève	professeur émérite	LMFA	ECL
FERRAND Pascal	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
GALLAND Marie-Annick	maître de conférences	LMFA	ECL
GODEFERD Fabien	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
HENRY Daniel	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
JEANDEL Denis	professeur	LMFA	ECL
JUVE Daniel	professeur	LMFA	ECL
LE RIBAUT Catherine	chargée de recherche	LMFA	CNRS/ECL
LEBOEUF Francis	professeur	LMFA	ECL
PERKINS Richard	professeur	LMFA	ECL
ROGER Michel	professeur	LMFA	ECL
SCOTT Julian	professeur	LMFA	ECL
SHAO Liang	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
SIMOENS Serge	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
TREBINJAC Isabelle	maître de conférences	LMFA	ECL

Nbre LMFA 22

BENAYOUN Stéphane	professeur	LTDS	ECL
CAMBOU Bernard	professeur	LTDS	ECL
COQUILLET Bernard	maître de conférences	LTDS	ECL
DANESCU Alexandre	maître de conférences	LTDS	ECL
FOUVRY Siegfried	chargé de recherche	LTDS	CNRS/ECL
GEORGES Jean-Marie	professeur émérite	LTDS	ECL
GUERRET Chrystelle	chargé de recherche	LTDS	CNRS/ECL
HERTZ Dominique	past	LTDS	ECL
ICHCHOU Mohamed	maître de conférences	LTDS	ECL
JEZEQUEL Louis	professeur	LTDS	ECL
JUVE Denyse	ingénieur de recherche	LTDS	ECL
KAPSA Philippe	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
LE BOT Alain	chargé de recherche	LTDS	CNRS/ECL
LOUBET Jean-Luc	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
MARTIN Jean-Michel	professeur	LTDS	ECL
MATHIA Thomas	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
MAZUYER Denis	professeur	LTDS	ECL
PERRET-LIAUDET Joël	maître de conférences	LTDS	ECL
SALVIA Michelle	maître de conférences	LTDS	ECL
SIDOROFF François	professeur	LTDS	ECL
SINOUE Jean-Jacques	maître de conférences	LTDS	ECL
STREMSDOERFER Guy	professeur	LTDS	ECL
THOUVEREZ Fabrice	professeur	LTDS	ECL
TREHEUX Daniel	professeur	LTDS	ECL
VANNES André-Bernard	professeur émérite	LTDS	ECL

Nbre LTDS 25

Total HdR ECL

89

A mes parents, à mes frères...

Remerciements :

Ce doctorat est le fruit d'un travail de trois ans, effectuée au sein de l'équipe Fretting Wear et Fretting Fatigue du Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS) de l'Ecole Centrale de Lyon.

Tout d'abord, je remercie sincèrement M. Philippe KAPSA, directeur du LTDS, de m'avoir accueilli au sein de Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes et pour sa participation en tant que président du jury.

Mes plus vifs remerciements s'adressent à Monsieur le Professeur Jean DENAPE et Monsieur le professeur François ROBBE-VALLOIRE pour avoir accepté d'être rapporteurs de ce travail et membres du jury. Je remercie aussi Monsieur le professeur Amilcar RAMALHO et Monsieur le Docteur Nicolas FILLOT pour ses participations à ce jury.

Je remercie vivement M. Siegfried FOUVRY pour m'avoir accueilli dans son équipe de recherche et de m'avoir donné la possibilité de réaliser ce travail et de m'avoir encadré tout au long de cette thèse. Je le remercie également pour ses conseils et sa disponibilité ainsi que pour l'attention toute particulière qu'il a eu pour mon travail.

Je voudrais aussi dire merci à tous les membres de la « fretting-team » sans qui cette thèse n'aurait sûrement pas abouti. Je remercie plus spécialement Jean-Michel VERNET pour m'avoir aidé dans la correction de la thèse et dans la réalisation de pièces. Merci à Krzysztof KUBIAK pour son aide précieuse et pour tous les conseils qui ont permis de faire avancer mon travail.

Je veux aussi remercier Caroline MARY (Caro), Jean MERIAUX, Cezary RAPIEJKO, David PHILIPPON, Christophe PAULIN, Radoslaw, Tomasz, Pawel, Rémi et Jessica pour les tous les conseils qu'ils m'ont accordés, leur bonne humeur quotidienne qui, fut pour moi un signe d'encouragement.

Je pense également à l'ensemble du personnel du Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS).

Table des matières

INTRODUCTION:	13
CHAPITRE 1 :ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....	15
1 Concept de fretting :	15
1.1 Introduction :	15
1.2 Configurations des contacts :	16
1.3 Caractérisation des différents types de fretting :	17
1.4 Conditions de sollicitation :	18
1.5 Condition de glissement :	19
1.6 Critères de transition :	20
1.7 Cartes de dégradation de fretting:	22
2 Endommagement des surfaces :	24
2.1 Analyse de fissuration:	27
2.2 Analyse de l'usure:	29
2.2.1 Mécanismes d'usure :	30
2.2.1.1 Usure abrasive :	30
2.2.1.2 Usure adhésive ou par transfert:	31
2.2.1.3 Usure corrosive ou tribochimique:	32
2.2.1.4 Usure par fatigue:	32
2.2.1.5 Usure par fretting:	33
2.2.2 Cartes d'usure :	34
2.2.3 Etude et quantification de l'usure :	35
2.2.3.1 Modes d'énergies en frottement :	35
2.2.3.2 Approches quantitatives et lois de l'usure :	36
2.3 TTS (Tribologically transformed structure) :	40
2.4 Concept du troisième corps:	41
2.4.1 Le triplet tribologique:	42
2.4.2 Détachement des particules :	43
2.4.3 Dynamique du contact :	43
2.4.4 Le circuit tribologique:	44
2.4.5 Interaction de la matière avec l'environnement :	45
2.5 Synthèse:	46
3 Les lubrifiants et l'usure par fretting :	47
3.1 La lubrification:	47
3.2 Rôles des lubrifiants:	48
3.3 Régimes de lubrification:	48
3.4 Les additifs:	51
3.5 Différents types de lubrification:.....	52
3.5.1 Lubrifiants liquides :	52
3.5.2 Lubrifiants solides:.....	52
3.5.3 Lubrifiants gazeux:.....	52

3.5.4 Lubrifiants pâteux:	53
3.5.4.1 Propriétés rhéologiques des graisses :	54
3.5.4.2 Les propriétés physicochimiques :	56
3. 6 Synthèse:	57

CHAPITRE 2 : ETUDE DU COMPORTEMENT A L'USURE DU 100C6 :..... 59

1 Descriptions des dispositifs expérimentaux :..... 59

2 Matériaux :..... 60

2.1 Composition chimique : 61

2.2 Propriétés mécaniques :..... 61

3 Préparations des échantillons : 62

4 Techniques de caractérisation : 62

4.1 Caractérisation des surfaces usées : 62

4.2 Etude de l'usure :..... 62

5 Caractérisation du comportement tribologique du contact sec 100C6 / 100C6 :..... 64

5.1 Analyse de frottement μ et μ_e :..... 64

5.2 Evolution du coefficient de frottement : 66

5.3 Analyse de la trace d'usure : 69

6 Discussions et synthèse: 79

CHAPITRE 3 : ANALYSE QUANTITATIVE DU COMPORTEMENT TRIBOLOGIQUE (FROTTEMENT ET USURE) DU CONTACT SEC 100C6/100C6 SOUS SOLLECITATIONS DE FRETTEING WEAR..... 81

1. Configuration sphère/ plan : 81

1.1 Méthodologie expérimentale :..... 81

 1.1.1 Géométries et chargements 81

 1.1.2 Moyens expérimentaux mis en oeuvre: 84

1.2 Impact de la pression sur la cinétique d'usure à iso dimension ($a_H = \text{cte}$) du contact: 86

 1.2.1 Conditions expérimentales :..... 86

 1.2.2 Evolution du coefficient de frottement (μ_e) : 86

 1.2.3 Analyse de la cinétique d'usure : 88

 1.2.3.1 Cinétique d'usure d'Archard 88

 1.2.3.2 Analyse d'approche énergétique globale :..... 91

 1.2.3.3 Analyse énergétique du contact 100C6/100C6 : 91

 1.2.4 Synthèse :..... 92

 1.2.4.1 Corrélation Approche Archard/ Approche énergétique : 92

 1.2.4.2 Analyse élastoplastique (shakedown) d'un contact en glissement alterné : .. 93

1.3	Impact de l'aire de contact a_H sous iso pression maximale hertzienne ($p_0 = \text{cte}$):	97
1.3.1	Analyse de la cinétique d'usure pour une amplitude de glissement constante ($\delta g = \text{cte}$):	97
1.3.1.1	Conditions expérimentales :	97
1.3.1.2	Evolution du coefficient de frottement (μ_e) :	97
1.3.1.3	Analyse de la cinétique d'usure (Application de la loi d'Archard):	102
1.3.1.4	Analyse de l'usure à partir de l'approche énergétique α :	106
1.3.1.5	Synthèse :	109
1.3.2	Analyse de la cinétique d'usure pour un ratio constant amplitude de glissement / rayon de contact ($\delta g / a_H = \text{cte}$):	111
1.3.2.1	Conditions expérimentales :	111
1.3.2.2	Evolution du coefficient de frottement (μ_e) :	112
1.3.2.3	Analyse de la cinétique d'usure (Approche d'Archard) :	115
1.3.2.4	Cinétique d'usure énergétique α :	119
1.3.2.5	Synthèse :	123
1.3.3	Prise en compte de l'usure dans l'analyse:	125
1.3.3.1	Analyse du coefficient de frottement :	129
1.3.3.2	Analyse de l'usure :	130
1.3.3.2.1	Formulation de la loi d'Archard :	132
1.3.3.2.2	Formulation de la loi Energétique :	133
1.3.3.3	Synthèse :	135
1.4	Impact couplé de la pression et de l'aire de contact :	138
1.4.1	Analyse du coefficient de frottement :	139
1.4.2	Analyse de la cinétique d'usure:	143
1.4.2.1	Approche d'Archard:	143
1.4.2.2	Analyse établie à partir du rayon de contact moyen (prise en compte de l'usure des surfaces):	148
1.4.2.3	Formulation énergétique de la loi d'usure:	150
1.4.2.4	Analyse établie à partir du rayon de contact moyen pour le coefficient énergétique (Prise en compte de l'usure des surfaces):	152
1.5	Synthèse :	154
2.	Configuration cylindre/ plan :	159
2.1	Méthodologie expérimentale :	159
2.1.1	Géométries et chargements :	159
2.1.2	Conditions opératoires étudiées :	160
2.2	Analyse du coefficient de frottement :	161
2.3	Analyse de la cinétique d'usure (Approche d' Archard) :	165
2.4	Formulation énergétique de l'usure :	169
2.5	Synthèse :	173
3.	Conclusion sur la cinétique d'usure de 100C6/100C6 sec soumis à des chargements de fretting:	175

CHAPITRE 4 : ETUDE TRIBOLOGIQUE DE LA LIBRIFICATION SUR LA MULTI ECHELLE DU CONTACT SPHERE/PLAN DE 100C6	183
1. Lubrification en fretting :.....	183
1.1 Les palliatifs pour le fretting :.....	183
1.2 Les lubrifiants :.....	183
2. Méthode expérimentale :	184
2.1 Méthode du débattement constant :.....	184
2.2 Méthode du débattement variable :.....	187
2.3 Intégration des nouveaux paramètres :.....	188
3. Application de la méthodologie rapide de caractérisation en fretting de lubrifiants :	189
3.1 Validation de la méthode des débattements variables :.....	189
3.2 Application de la méthode rapide des débattements variables pour comparer différents lubrifiants :	191
3.3 Impact de l'aire de contact :	193
3.4 Impact de la géométrie de contact :.....	196
4. Synthèse des résultats et conclusion:	201
CONCLUSION GENERALE :	203
PERSPECTIVES :	206
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES:.....	207
NOMENCLATURE :.....	213

Introduction :

Généralement le vocable " fretting " désigne un processus de dégradation superficielle qui apparaît entre deux surfaces en contact animées d'un mouvement oscillatoire de faible amplitude. Ce mode de dégradation est présent dans toute liaison mécanique (liaisons par boulons, cannelures, assemblages par rivets, roulement, roues de TGV, des aubes de turbine, des contacts électriques ...) soumise à un champ de vibrations.

Les conséquences de cette dégradation superficielle peuvent prendre diverses formes entraînant dans certains cas un blocage des systèmes mécaniques, dans d'autres l'apparition de jeux qui pourraient entraîner des défaillances de fonctionnalité plus au moins dangereuses selon l'usure. D'autre part, elle se traduit bien souvent par un amorçage et une propagation des fissures qui, non contrôlées, peuvent induire une rupture brutale et catastrophique des pièces.

L'usure est un processus complexe qui suppose une approche multidisciplinaire incluant différentes sciences comme la mécanique, la physique, la chimie. La sélection des matériaux pour ce type de sollicitation est en général très difficile en raison de la complexité des phénomènes mis en jeu.

Les enjeux de cette recherche sont de comprendre et de formaliser la cinétique d'usure du contact acier 100Cr6/100Cr6 à sec et lubrifié par une graisse pour deux géométries différentes l'une « 3D » sphère/plan et l'autre « 2D » cylindre/plan. Notre objectif est d'étudier les étapes successives de l'endommagement et de quantifier l'impact de la taille du contact vis-à-vis des cinétiques d'usure établies suivant les approches d'Archard et de l'énergie dissipée.

Le manuscrit adopte une organisation logique suivant quatre chapitres.

Le premier chapitre consiste à définir le contexte de la thèse et à donner une revue bibliographique sur le fretting ainsi que les endommagements associés afin de pouvoir déterminer la problématique et les enjeux.

Le deuxième chapitre présente le matériau étudié, les techniques expérimentales utilisées et développe une description du comportement tribologique et les mécanismes

d'endommagement en couplant l'évolution du coefficient de frottement et celle de la structure de l'interface.

Le troisième chapitre divisé en deux parties (la première partie contact sphère/plan, deuxième partie contact cylindre/plan) met en évidence les dégradations et l'endommagement à sec du 100Cr6 soumis à des sollicitations de fretting. Au travers des approches d'Archard et énergétique, une formulation simplifiée est introduite pour formaliser l'impact de la pression, de l'amplitude de glissement et de l'aire de contact vis-à-vis de la cinétique d'usure. La stabilité de cette démarche est évaluée pour différentes géométries et dimensions de contact.

Enfin, le quatrième chapitre étudie le comportement tribologique du contact lubrifié pour deux configurations sphère/plan et cylindre/plan. Nous développons la méthode des débattements variables et introduisons de nouveaux paramètres pour caractériser rapidement l'influence de l'amplitude de débattement, la dimension de contact, l'influence de la transition glissement partiel/glissement total, pour quantifier et sélectionner le comportement des lubrifiants.

I. Etude bibliographique :

1 Concept de fretting :

1.1 Introduction :

Le terme fretting désigne généralement une situation dans laquelle un mouvement oscillatoire de faible amplitude se produit entre deux surfaces en contact. Ces déplacements sont en général très faibles en comparant à la taille du contact.

Le fretting concerne toutes les industries et installations industrielles soumises à des vibrations. On peut citer les industries :

Aéronautiques, biomédicales, industries nucléaires, génie civil, les constructions mécaniques et contacts électriques.

Les paramètres qui influencent le comportement des matériaux en fretting sont :

L'amplitude de débattement

La charge appliquée

La température en contact

La fréquence

L'environnement

Les matériaux en contact

Le nombre de cycles.

Les dommages identifiés sur les surfaces qui sont pas tous au même niveau: l'usure induisant la formation d'oxydes et de débris, les rayures, les transferts, la déformation plastique, la fissuration en sous-couche et la fissuration en surface.

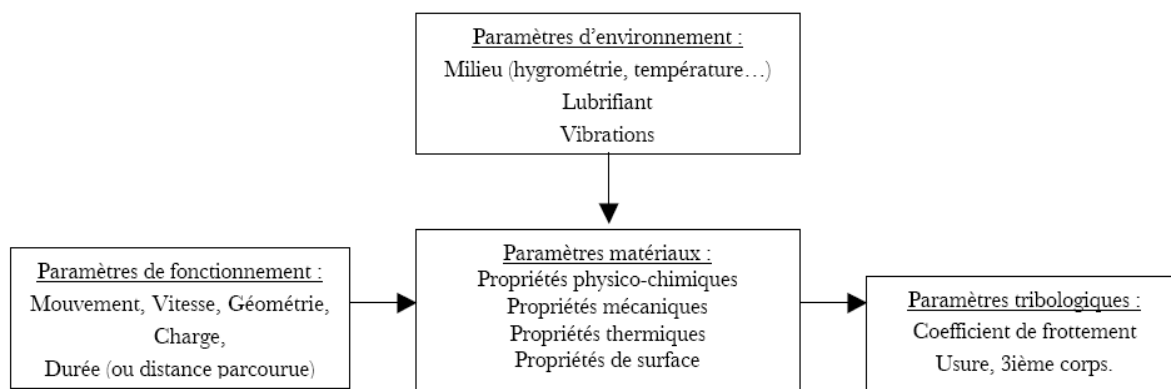


Figure 1 : Synoptique général d'un système tribologique.

1.2 Configurations des contacts :

Les contacts réels sont généralement complexes et mal définis. Pour modéliser les mécanismes de dégradation en fretting, les chercheurs ont rapidement choisi des géométries simplifiées et plus faciles à étudier, on trouve les trois configurations suivantes (Fig. 2):

Le contact plan/plan, cylindre/plan et sphère/plan. La configuration plan-plan permet de maintenir l'aire des surfaces de frottement constante quelle que soit l'usure des interfaces. Cependant, l'analyse mécanique montre que la distribution de pression et surtout de cisaillement se caractérise par une discontinuité indéterminée en bordure de contact. L'analyse est alors très complexe et il est difficile d'évaluer correctement le chargement qui est imposé au matériau. De plus, la mise en glissement engendre des mésalignements qui accentuent encore les effets de bords. A cette configuration sont donc préférés les contacts cylindre-plan et sphère-plan.

Tous deux sont décrits par l'analyse de Hertz en indentation normale en appliquant les principes de l'élasticité linéaire. Les distributions des contraintes dans le plan du contact cylindre-plan glissant sont données par M'Evan [M'Evan, 1949] pour des conditions de déformation plane (analyse élastique). Les distributions des chargements élastiques dans le plan du contact sphère - plan glissant sont introduites par Hamilton [Hamilton, 1966] puis décrites sous une forme explicite par Hamilton [Hamilton, 1983] et Hills [Sackfield, 1983].

Des informations plus complètes sur la mécanique des contacts peuvent être trouvées dans les ouvrages de références de Johnson [Johnson, 1985] et de Hills [Hills, 1993 et 1994].

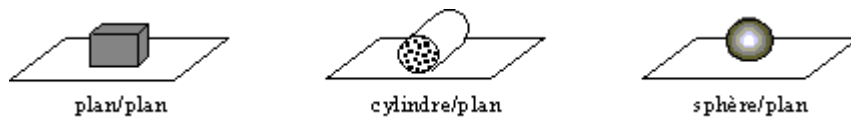


Fig. 2 : Configurations de contact.

1.3 Caractérisation des différents types de fretting :

Les essais de fretting sont caractérisés par la mesure : *du déplacement (δ)*, *de l'effort normal (P)*, et *de l'effort tangentiel (Q)*. L'enregistrement en continu de ces signaux permet de tracer les cycles de fretting $Q - \delta$ (Pellerin et al. 1990). On identifie trois types d'évolution:

- *le cycle $Q - \delta$ est fermé* : la force tangentielle augmente linéairement avec le débattement. Le déplacement relatif entre les échantillons est négligeable, la déformation élastique du système montage-échantillon accommode l'essentiel du déplacement. On dit qu'il y a collage (figure 3a) ;
- *le cycle $Q - \delta$ est elliptique*: au cours du mouvement, Q n'évolue plus linéairement avec δ . Dans le cas d'un contact conforme type sphère/plan, cylindre/plan, la zone située en périphérie du contact glisse alors que le centre reste coller. On dit que le contact est alors sollicité en glissement partiel (figure 3b) ;
- *le cycle $Q - \delta$ est un parallélogramme*: au début, l'effort Q augmente linéairement avec δ comme précédemment, puis reste constant ou augmente légèrement à partir d'une valeur seuil. Le cycle $Q - \delta$ est alors caractéristique du glissement total (figure 3c).

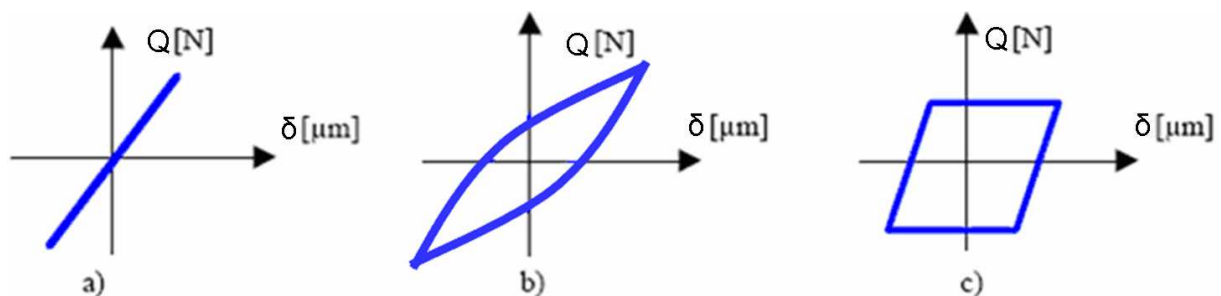


Figure 3 : Les trois types cycles $Q - \delta$

a) collage b) glissement partiel c) glissement total

En augmentant l'amplitude de glissement, la taille de la zone collée diminue. Une analyse élastique des contacts sphère/plan et cylindre/plan permet d'explicitier les champs de pression et de cisaillement en surface (Mindlin, 1949).

Des multiples études montrent que :

- en glissement partiel, la fissuration est prépondérante (phénomènes de fatigue) ;
- en glissement total, la dégradation des surfaces par détachement de particules, est prépondérante (phénomènes d'usure).

L'analyse de la fissuration est plus souvent étudiée sur le contact bidimensionnel cylindre-plan car plus facile à modéliser par éléments finis. Le contact sphère-plan implique une description tridimensionnelle, possible par l'analyse analytique élastique, mais trop coûteuse sur les codes éléments finis.

L'étude de l'usure, essentiellement expérimentale, utilise très souvent le contact sphère-plan plus facile à mettre en œuvre et qui facilite la comparaison avec le contact pion-disque. L'analyse des endommagements sera plus détaillée dans les paragraphes suivants.

1.4 Conditions de sollicitation :

Dans la littérature, trois catégories d'essai pour étudier le fretting sont utilisées:

L'essai de fretting-fatigue : une éprouvette de traction est soumise à des sollicitations de traction répétée. Sur ses faces, des patins (plan, cylindre-sphère) sont appliqués avec une force normale fixée. C'est la déformation relative entre l'éprouvette de traction et le système de fixation des échantillons frottants qui génère la sollicitation du contact. Le cycle de chargement imposé au matériau résulte donc de la superposition de la composante locale du contact et de celle homogène qui est imposée à l'éprouvette. La fissuration apparaît toujours au niveau du contact, c'est le fretting qui contrôle l'amorçage. Cet essai permet de comparer l'influence du fretting sur la fissuration vis-à-vis de l'essai de fatigue classique (élimination du patin). Il permet le tracé de courbes de Wöhler avec lesquelles il est d'usage de calculer des " coefficients d'abattement " [Bleuzen, 1988]. Cependant avec ce montage il est très difficile de découpler le chargement du contact, de la sollicitation extérieure. Enfin, jusqu'à présent il était très difficile de mesurer les débattements et ainsi de pouvoir tracer les cycles de fretting.

L'essai de fretting-wear comporte des avantages et des inconvénients: le plan est fixe, uniquement sollicité par le contact (plan-cylindre, sphère) plaqué par un effort normal et soumis à un déplacement relatif imposé de l'extérieur (système hydraulique, pots vibrants). Souvent utilisé pour étudier l'usure, ce contact peut néanmoins induire l'amorçage et engendrer une fissuration très profonde. L'avantage de cette configuration est de pouvoir caractériser l'initiation de la fissuration induite par la sollicitation du contact seul. L'influence des paramètres de chargement (effort normal, débattement, coefficient de frottement) est plus facilement mesurée en particulier en glissement partiel. Ce type de condition est très adapté à l'analyse des mécanismes d'amorçage. Le plus grand avantage de cet essai est de permettre une mesure facilitée du débattement. Cet essai est par ailleurs très bien adapté à l'analyse de l'usure. Nous utiliserons ce type de montage pour étudier les phénomènes d'usure.

L'essai de fretting-wear sous contrainte (ou fretting fatigue statique) est identique au chargement de fretting wear mais l'échantillon plan est préchargé par une contrainte extérieure constante. Très minoritaire, cette configuration a été introduite pour évaluer l'influence d'une contrainte statique sur l'amorçage et la propagation de fissures [Zhou, 1992]. Des systèmes industriels tels que les câbles de ponts répondent assez bien à ce type de condition. Nous confirmerons que l'introduction d'une contrainte de traction favorise l'amorçage et augmente la profondeur de fissuration.

1.5 Condition de glissement :

La sollicitation de fretting en glissement alternatif est comprise entre quelques micromètres et plusieurs centaines de micromètres [Halliday et al. (1956), Vaessen et al. (1968-1969), Ohmae et al. (1974), Gordelier et al. (1979)]. Il faut noter que cette valeur est étroitement liée à la dimension du contact. Fouvry [Fouvry et al. (1995)] introduit le rapport e entre l'amplitude de glissement δg et la demi largeur de contact dans la direction de glissement a :

$$e = \frac{\delta g}{a} \quad (1)$$

Le fretting correspond à une valeur de 'e' inférieure à 1. Ainsi l'amplitude de glissement reste inférieure à la dimension du contact. Ceci entraîne la non exposition du centre du contact à l'air ambiant.

1.6 Critères de transition :

La complexité des phénomènes générés par la sollicitation de fretting a poussé les chercheurs à mieux quantifier l'impact des conditions de glissement vis-à-vis de la réponse en endommagement du contact. Il s'ensuit que pour une force normale, une géométrie et un matériau donné, deux conditions de glissement peuvent être activées au niveau de l'interface en fonction de l'amplitude de déplacement (figure 4).

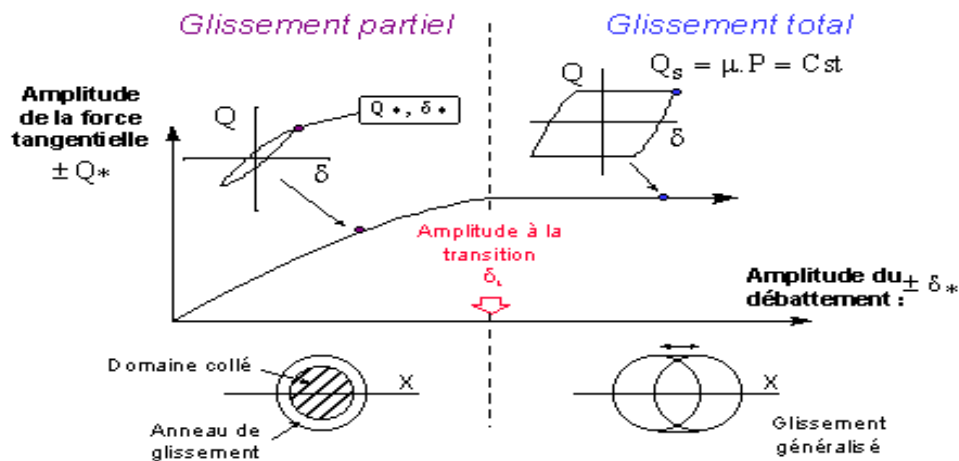


Figure 4 : Critères de transition entre le régime de glissement partiel et le régime de glissement total pour un contact sphère/plan.

Dans le cas d'un contact sphère/plan, (Fouvry et al. 1996, Fouvry et al. 1997) a établi des critères permettant de distinguer la zone de glissement partiel de la zone de glissement total. A partir de l'analyse quantitative des cycles, trois critères ont été développés :

Le critère énergétique dit « A » est défini comme le ratio entre l'énergie dissipée du cycle « Ed » et l'énergie dite total $E_t = 4 \cdot \delta^* \cdot Q^*$ qui correspond à l'énergie dissipée pour un système de raideur tangentielle infinie.

$$A = E_d / E_t$$

Si $A > A_t$, le contact est en glissement total

Si $A < A_t$, le contact est en glissement partiel

Avec $A_t = 0,2$ la valeur à la transition de glissement.

D'autres critères ont par la suite été développés. Le critère de glissement « B » égale au ratio entre l'ouverture du cycle δ_g (débattement lorsque la force tangentielle est nulle) et l'amplitude de débattement, $B = \delta_g / \delta^*$.

Si $B > B_t$, le contact est en glissement total

Si $B < B_t$, le contact est en glissement partiel, avec $B_t = 0,26$

Enfin un critère indépendant du montage « C » tel que $C = E_d / E_{d0}$ avec $E_{d0} = 4 \cdot \delta_g \cdot Q^*$

Si $C > C_t$, le contact est en glissement total

Si $C < C_t$, le contact est en glissement partiel, avec $C_t = 0,77$

Ces trois critères sont détaillés dans la figure 5 ($\delta_0 = \delta_g$).

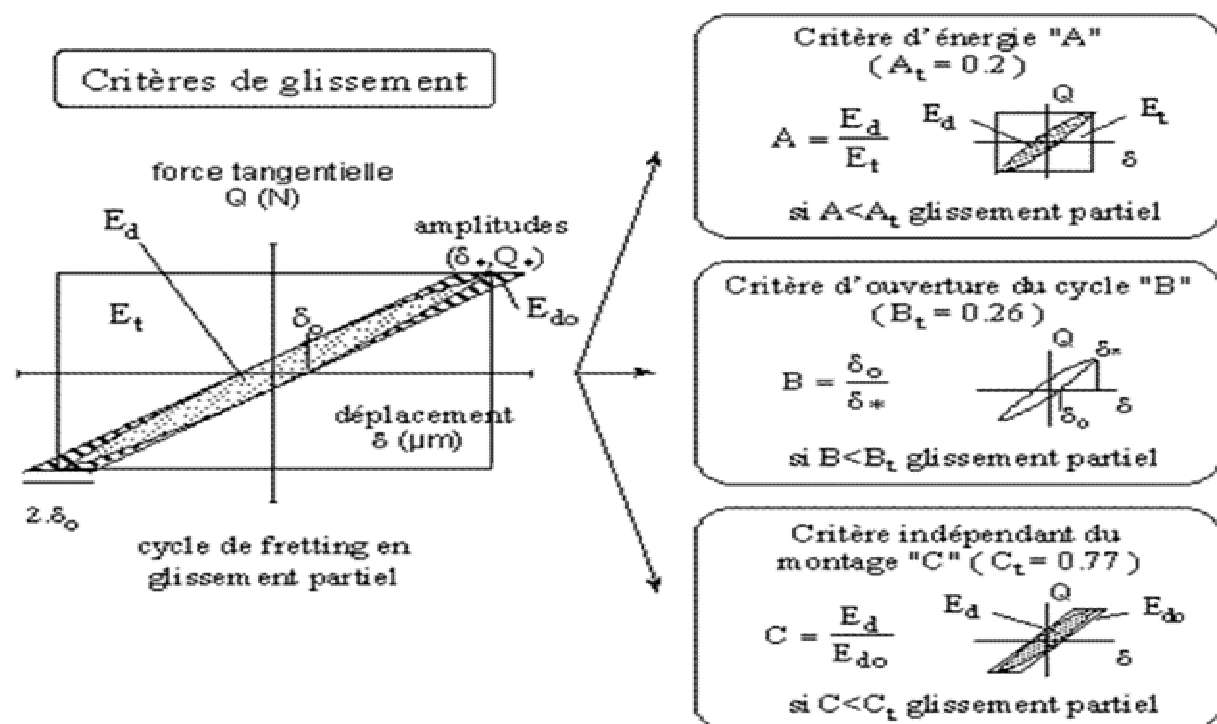


Figure 5 : Critères de transition permettant de quantifier le régime de glissement à partir de l'analyse d'un cycle de fretting d'après (Fouvry et al. 1997).

Ces différents critères de transition sont indépendants de la dimension du contact et des propriétés mécaniques des matériaux. Ce travail est basé uniquement sur la variation des paramètres de fretting. Néanmoins, les critères A et B sont dépendants de la complaisance du montage ainsi que de celle du contact. Le critère C reste le plus difficile à identifier du fait de la faible différence entre les valeurs E_d et E_{d0} . Le paramètre A, prenant en compte l'énergie dissipée au cours d'un cycle de fretting, est beaucoup moins dépendant de l'acquisition des

données (échantillonnage) que le critère B. Ainsi la détermination d'une valeur pour le critère A semble être la plus facile à mettre en œuvre.

1.7 Cartes de dégradation de fretting:

Pour intégrer l'évolution de la condition de glissement dans le temps, la notion de régime a été introduite (Vincent et al.1992) :

- Le régime de glissement partiel est associé à une condition de glissement partiel constante,
- Le régime de glissement total est associé à une condition de glissement total constante,
- Le régime de glissement mixte est associé à une évolution de la condition de glissement durant l'essai.

Pour différentes valeurs de la charge normale P (ou de la pression de contact), il est possible de tracer des Cartes de fretting (figure 6). Ces cartes permettent de déterminer le comportement mécanique du système en délimitant les zones de passage entre les phénomènes de : collage, glissement partiel et glissement total.

Le choix d'un couple : charge normale / débattement permet de tracer la réponse du couple en contact. Cela revient à réaliser un essai d'endurance pour une charge et une force donnée.

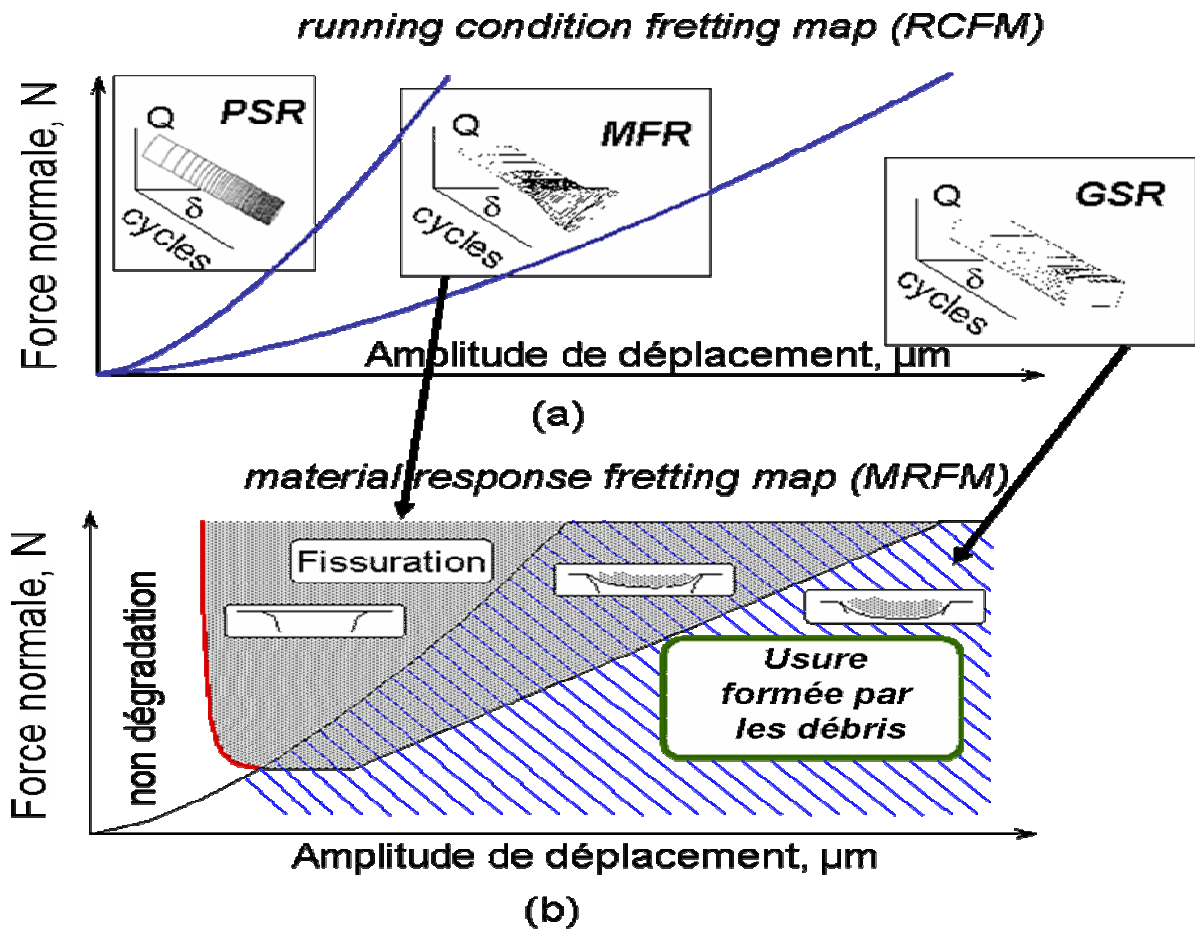


Figure 6 : Cartes de fretting : a) carte de sollicitation locale, (b) carte de réponse du matériau.

Si on prend en compte la classification établie par Vincent et al. (1992) il est possible de tracer la carte de sollicitation locale (Running condition fretting map figure 6a) indiquant la position des différents régimes de fretting dans un plan amplitude de déplacement, chargement normal. Blanchard et al. (1991) introduit la notion de carte de réponse du matériau (Material response fretting map figure 6b) indiquant, en plus des régimes de glissement, les dégradations observées pour un couple de matériaux en contact. Les cartes de sollicitation locale (RCFM) sont décrites par l'analyse directe de la bûche de fretting alors que les cartes de réponse des matériaux (MRFM) sont déduites après expertise de traces de fretting.

2 Endommagement des surfaces :

Par définition, la surface d'un corps est le lieu des points séparant ce corps du milieu environnant. Elle correspond donc à une discontinuité dans l'aménagement périodique des atomes de celui-ci. En surface, le nombre de plus proches voisins est différent de ce qu'il est en volume. On parle aussi d'interface solide-gaz, solide-liquide, solide-solide.

La notion d'état de surface comprend :

- l'état physico-chimique (nature, structure, texture des couches superficielles)
- l'état géométrique (ensemble des écarts géométriques de la surface réelle par rapport à la surface géométrique idéale).

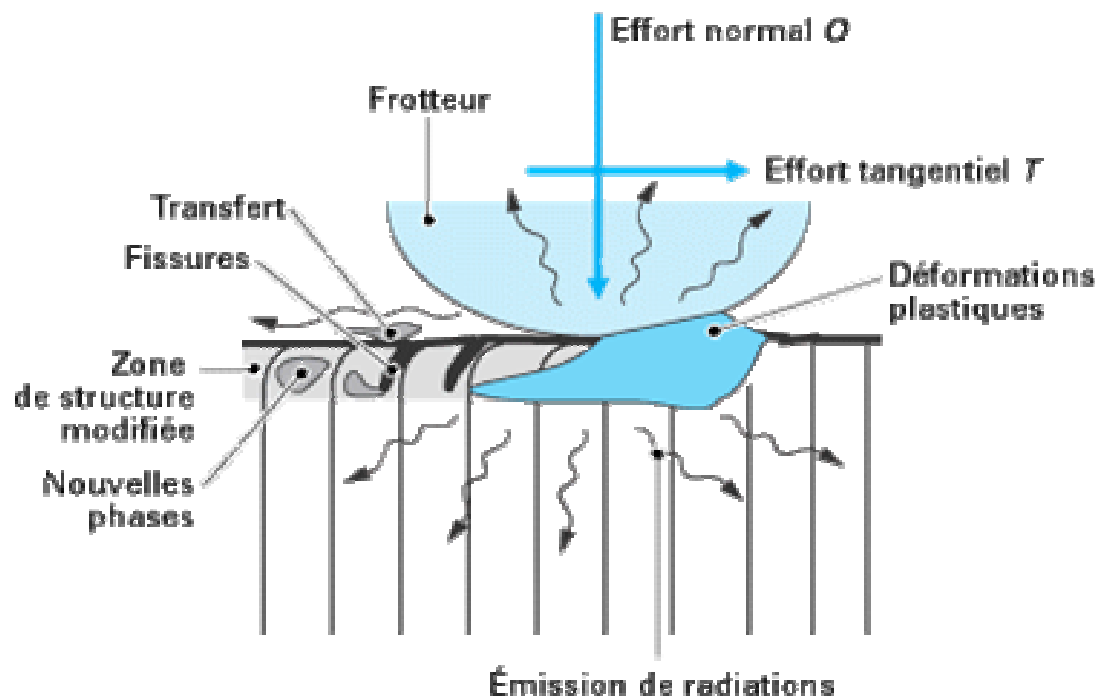


Figure 7 : Endommagements d'un corps frottant

Les endommagements peuvent être décrits simplement en faisant appel à un nombre réduit de phénomènes élémentaires mécaniques, physiques ou chimiques :

- déformations plastiques, lorsque les contraintes créées par le contact glissant dépassent la limite d'élasticité ; ces déformations plastiques induisent des modifications de géométrie des surfaces frottantes ;
- fissurations, sous l'effet de contraintes dépassant la limite à la rupture, ou de phénomènes de fatigue ;

- transformations physicochimiques de surface : transformations structurales sans intervention de l'environnement ou réaction tribochimique entre les corps frottants et cet environnement.
- adhésion entre les corps frottants, conduisant à la formation de transferts d'un des matériaux sur l'antagoniste.

Les surfaces présentent des défauts géométriques de différents ordres :

- ordres macroscopiques, liés à des écarts de grande amplitude dus généralement aux défauts géométriques,
- ordres microscopiques, liés à des écarts de faibles amplitudes dus à l'outil de coupe, aux grains abrasifs, aux particules de sablage ou grenailage, aux vibrations de la machine ou encore aux piqûres de corrosion.

La composition chimique et les propriétés mécaniques de cette zone peuvent être très différentes de celles du cœur du matériau. La surface peut être recouverte de films contaminants (gaz adsorbés, produits organiques), d'oxydes et dans le cas de métaux, peut être écrouie. La présence de ces écrans va modifier le comportement tribologiques des corps en contact (Figure 8).

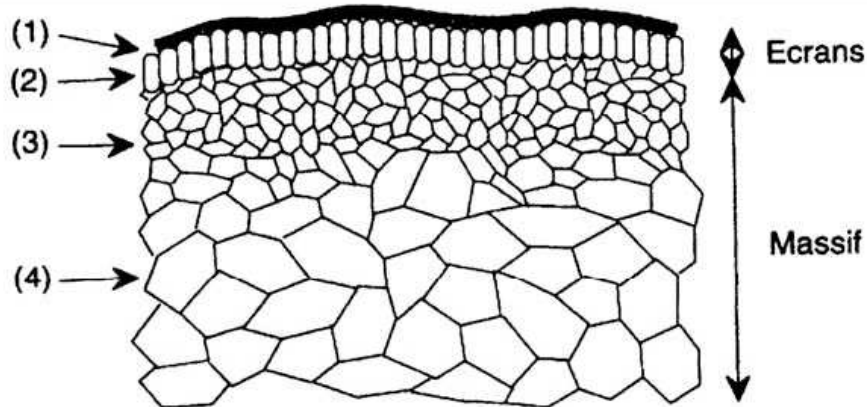


Figure 8 : Vue théorique en coupe d'une surface.

La surface est donc l'endroit le plus perturbé d'une pièce. La zone (1) est un film de contamination (0,3 à 3 nm) constitué de couches absorbées. La zone (2) est un film d'oxydes (1 à 10 μm). La zone (3) est une zone (1 à 50 μm) de structure écrouie ou structure de couche de diffusion. La zone (4) partant de 100 μm est le matériau massif. Lorsque l'usure est limitée à l'enlèvement des films de surface, elle est appelée « usure douce ». Ces écrans détruits

peuvent être reconstitués par réaction avec l'environnement. Lorsque l'usure est plus rapide elle s'étend au massif sans permettre aux films de surface de se reconstituer. On parle alors d'usure sévère.

Les surfaces de contact de deux corps frottants peuvent ne pas jouer des rôles symétriques. Par exemple, dans le cas du glissement d'un pion sur un disque : un point de la surface de contact du pion est constamment sollicité, alors qu'un point de la piste du disque ne l'est qu'au passage du pion. Les distances cinématiques sont alors différentes.

L'exposition au champ de contraintes développées dans le pion et le disque ne sera pas la même, et les effets de fatigue vont être différents. Nous retiendrons cependant que pour nos conditions de fretting wear cet effet restera relativement faible compte tenu des très faibles oscillations que nous imposons. Les usures du pion et du disque différeront également ainsi que les coefficients de frottement en fonction de la nature des matériaux. Par exemple, pour des conditions expérimentales identiques, un pion de cuivre frottant sur un disque d'alumine présente un coefficient de frottement type Coulomb de 0,2 qui s'élève jusqu'à 1,5 lorsque le pion est en alumine et le disque en cuivre (Denape J. et al, 2000).

Le contact peut être selon les géométries des corps :

- ponctuel (sphère/sphère, sphère /plan,...)
- linéaire (cylindre/plan)
- surfacique (rotule dans sphère)
- conformel (cylindre/cylindre) ou contraformel (cylindre dans cylindre creux).

Par ailleurs le contact entre deux solides ne s'effectue pas sur la surface apparente commune aux deux solides, mais sur un ensemble de zones discrètes dont la somme des aires donne la surface réelle de contact. Dans le cas d'un frottement de glissement, les zones de contact sont sans cesse renouvelées. Le rapport aire réelle sur aire apparente peut varier de façon significative : il est alors plus facile de raisonner en termes de force appliquée plutôt que de pression.

La surface réelle de contact est sensible à la charge appliquée. De nombreuses études se sont intéressées à la variation de l'aire réelle de contact en fonction du mode de déformation des aspérités : élastiques pour le modèle d'Archard (années 50), élasto-plastiques pour le modèle de Greenwood-Williamson (années 60). Plus récemment, (Robbe-Valloire & al. 2001) ont

publié un modèle intégrant les déformations élastiques, élasto-plastiques mais aussi totalement plastiques des aspérités.

Ainsi de nombreux auteurs (Pellerin 1990, Blanchard et al. 1991, Fouvry et al. 1997, Elleuch 2002, Proudhon et al. 2005, Paulin 2005) s'accordent sur le fait que l'endommagement rencontré en régime de glissement partiel est essentiellement l'amorçage et la propagation des fissures et que celui rencontré en régime de glissement total est essentiellement qualifié comme un enlèvement de matière par formation de débris.

GP → Amorçage et propagation des fissures

GT → Enlèvement de matière par formation des débris.

Dans les paragraphes suivants nous allons décrire dans un premier temps les processus de fissuration puis détailler de façon plus complète les phénomènes d'usure qui motivent le cadre de ce travail de thèse.

2.1 Analyse de fissuration:

Un endommagement par fissuration est souvent attribué au caractère cyclique de la sollicitation en fretting, c'est-à-dire au phénomène de fatigue.

L'approche la plus ancienne pour caractériser la tenue en fatigue d'un matériau est la détermination des courbes d'endurance. Les essais consistent à charger une éprouvette ou une structure simple sous sollicitation cyclique donnée et à noter le nombre de cycles à la rupture. En répétant l'essai pour des charges différentes, on obtient la courbe de Wöhler du matériau. Dans le cas de l'essai uniaxial, on définit la limite d'endurance du matériau σ_δ comme étant la contrainte de tension maximale qui ne provoque pas la rupture au bout d'un grand nombre de cycles.

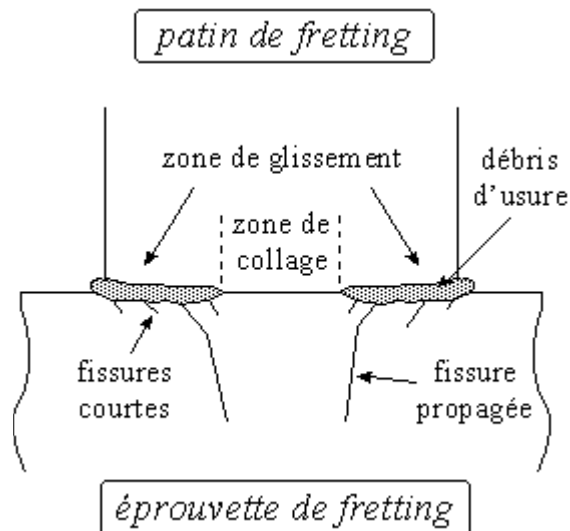


Figure 9 : Schématisation de l'endommagement par fretting fatigue d'un contact plan-plan [d'après Nakasawa, 1992].

Toutefois cette approche reste globale. Souvent on lui préfère une approche physique du problème consistant à séparer les différents stades d'amorçage et de croissance des fissures.

En général, la rupture des pièces succède à quatre phases d'endommagement (Suresh S., Giannakopoulos A. E., 1998) :

- Phase d'accommodation (nucléation) : les concentrations de contrainte créent des microdéformations plastiques cycliques qui peuvent mettre en jeu des mouvements de dislocations et des élévations de température locales. Ces concentrations peuvent être générées au voisinage des défauts existants ou être induites par la géométrie de la pièce ou par le chargement appliqué.
- Phase d'amorçage de microfissures (stade I) : au cours de cette phase d'amorçage qui est contrôlée par le cisaillement, les défauts suivent alors des plans orientés à 45° par rapport à la direction de la contrainte principale dans le cas d'un essai de fatigue sous traction uniaxiale. Divers mécanismes, tels que l'intrusion - extrusion, peuvent intervenir dans cette phase selon le matériau et le niveau de sollicitation.
- Phase de croissance de microfissures (stade II) : le stade d'amorçage correspond au passage du stade I au stade II (Fig. 10). Schématiquement les microfissures ont tendance à s'orienter perpendiculairement par rapport à la direction de la contrainte principale maximale ce qui correspond souvent au franchissement du premier grain.

- Phase de progression des macrofissures : il y a ouverture et glissement cyclique de la fissure. La fissure progresse ainsi jusqu'au moment où elle atteint une taille critique correspondant à la rupture.

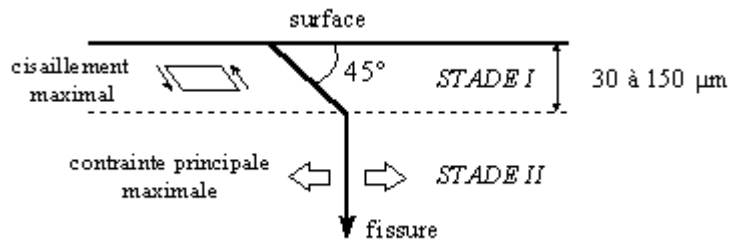


Figure 10 : Croissance d'une fissure de fatigue en stade I et II d'après [Forsyth, 1961].

Ce scénario décrit le processus de fatigue en général. Il est simple et bien connu pour un champ de contraintes uniaxial. Lorsque les champs de contraintes existant dans la pièce sont complexes, les directions de contraintes principales varient dans le temps. Comme c'est le cas sous fretting [Lamacq, 1997], les mécanismes de fissuration de fatigue suivent alors des orientations, à l'amorçage et à la propagation, plus complexes et moins systématiques que ceux précédemment décrits.

Le paragraphe suivant donnera un aperçu de cette particularité de l'usure sous fretting.

2.2 Analyse de l'usure:

L'usure est un ensemble complexe de phénomènes (fig.7), amenant une émission de débris avec perte de masse, de cotes, de forme, et s'accompagnant de transformations physiques et chimiques des surfaces.

L'usure est généralement combattue à cause de ses effets négatifs, mais elle présente aussi des aspects favorables. L'affûtage d'un outil, la finition d'une surface par rectification, l'écriture de la craie sur le tableau ou du crayon sur le papier sont des exemples d'usures abrasives utiles.

Il arrive que l'on provoque sciemment certaines formes d'usure pour lutter contre d'autres formes qui seraient beaucoup plus dégradantes. Quand il est bien conduit, le rodage d'un

mécanisme, c'est-à-dire la phase de fonctionnement où les pièces « apprennent à vivre ensemble », provoque des usures qui se révéleront « protectrices » lors des phases suivantes.

La plupart du temps, l'usure globale d'un mécanisme est due à plusieurs processus qui agissent simultanément, plus rarement à un processus bien défini et identifiable. L'effet de ces actions simultanées est souvent plus important que la somme des effets que l'on produirait en faisant agir séparément les divers processus, on parle parfois de « suradditivité ».

Dans les premiers instants du frottement, ce sont les écrans superficiels qui subissent l'ensemble des mécanismes inhérents au frottement (effets thermiques, mécaniques ou chimiques). Ensuite, ces mécanismes se relaient ou s'interpénètrent en fonction des multiples conditions présentes. En général, une pièce subit tout au long de sa vie 3 étapes d'usure :

- Rodage : usure rapide avec une vitesse d'usure régulièrement décroissante.
- Marche normale : durée de vie (usure faible et constante).
- Vieillesse et mort : vitesse d'usure croissante.

2.2.1 Mécanismes d'usure :

Une liste non exhaustive de mécanismes d'usure peut être dressée. Ces phénomènes repérés dans différents cas de contacts, peuvent en théorie s'appliquer tous en même temps, certains étant prépondérants par rapport à d'autres en fonction des conditions imposées. On distingue cinq principaux modes d'usure.

2.2.1.1 Usure abrasive :

Elle se caractérise par la présence dans le contact d'un état de surface rugueux ou par pénétration dans le matériau le plus tendre de particules dures provenant des débris d'usure du contact ou liés à la pollution du milieu. Ce mécanisme de dégradation qui fait intervenir dans les premiers instants uniquement les corps antagonistes, devient rapidement une usure à trois corps.

Cette forme d'usure se manifeste par des polissages, des griffures, des micro-labourages, des arrachements de particules. Le micro-labourage (ou micro-usinage) se manifeste par des rayures à la surface du matériau le plus tendre sans arrachement de matière mais provoquant

sur les bords du sillon une déformation plastique. Le plus souvent pour lutter contre l'usure abrasive, on cherche à durcir les matériaux (au moins leur surface).

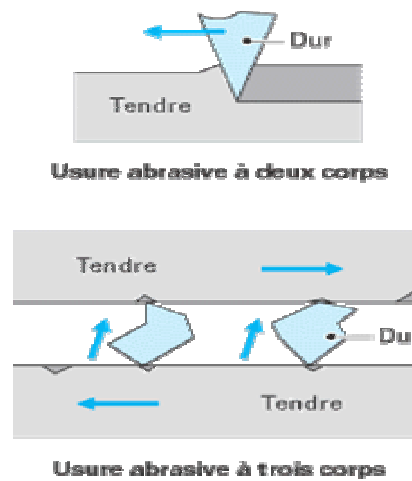


Figure 11 - Phénomènes élémentaires de l'usure abrasive à deux et trois corps

2.2.1.2 Usure adhésive ou par transfert:

Elle se caractérise par un transfert de débris d'un des deux antagonistes vers l'autre soit par un mécanisme d'origine purement mécanique, soit suite à une réaction physico-chimique. Pour le transfert mécanique, plusieurs hypothèses ont été développées.

Les micro-aspérités présentes dans le contact peuvent conduire à la diminution des zones en contact et générer aux jonctions des énergies très élevées qui peuvent favoriser les réactions physicochimiques (micro-soudage des aspérités en contact).

Lors du frottement, il existe entre les matériaux antagonistes une multitude de micro-contacts qui supportent l'ensemble de la charge normale. En effet, dans ces régions, une constriction des lignes de forces engendre des concentrations de contraintes et l'augmentation de la température (températures flashes). L'évolution de ces aspérités dépend des conditions de sollicitations et de l'environnement.



Figure 12 - Phénomènes élémentaires de l'usure adhésive : formation de transfert

Un équilibre est atteint dès que l'adhérence des films de transfert est supérieure à la force de frottement. Sinon, les contraintes de cisaillement générées provoquent la rupture à l'interface

surface/film transféré et forme des débris.

Ces derniers peuvent être progressivement évacués du contact en laissant une surface très réactive, siège d'un nouveau processus de dégradation. Si les débris restent piégés dans le contact, les aires réelles de contact s'accroissent et assurent un rôle de portance.

2.2.1.3 Usure corrosive ou tribochimique:

C'est un système à trois composantes, où interviennent la réactivité chimique entre les surfaces, la réactivité chimique avec le milieu environnant et la réactivité physico-chimique avec les débris. Ce type de dégradation résulte d'une seule ou de plusieurs réactions chimiques sous l'effet d'agent corrosif (environnement, lubrifiant) et des contraintes mécaniques pendant le frottement. Suivant l'état structural superficiel, il se crée des oxydes réactionnels dépendant de l'environnement.

Suite au frottement entre les surfaces, la rupture des aspérités qui s'oxydent, forme des débris en général très stables et très durs. Ces derniers jouent alors un rôle abrasif et viennent dégrader les surfaces antagonistes et donc entretenir l'usure. Par contre, il est possible de rencontrer une configuration moins agressive par la formation de films d'oxydes adhérents à la surface d'un des antagonistes et suffisamment résistants au cisaillement pour jouer un rôle protecteur.

2.2.1.4 Usure par fatigue:

Elle est liée à l'action d'un mouvement cyclique et à la capacité des matériaux à absorber les énergies de déformation et les contraintes thermiques générées par frottement. L'usure par fatigue se manifeste par des fissures, des écailles et des changements de structure métallurgique.

Les comportements face à ce mécanisme d'usure dépendent de la nature du matériau. Dans le cas de matériaux ductiles (matériaux métalliques ou polymères), la rupture par fissuration (ou mécanisme de délaminage) peut être en sous-couche, parallèle à la surface de frottement, dans les zones où les contraintes de cisaillement sont maximales lorsque le coefficient de frottement reste inférieure à 0,3.

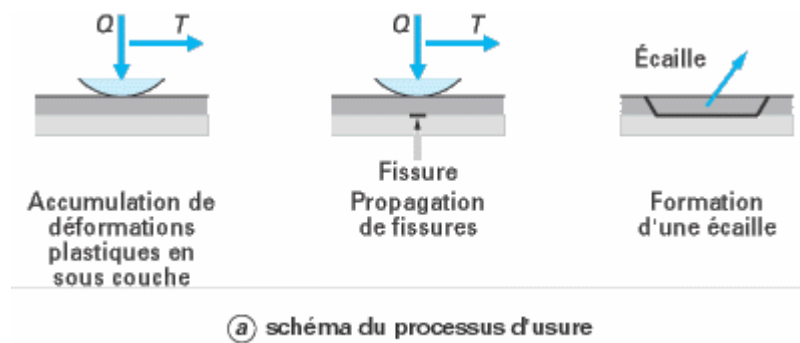


Figure 13 – Usure par fatigue superficielle.

2.2.1.5 Usure par fretting:

Une situation d'usure en fretting correspond au contact de deux corps soumis à un déplacement alterné de faible amplitude, générant des débris et/ou des dégradations de surface à l'intérieur du contact. Une particularité du chargement de fretting est d'imposer au matériau un chargement cyclique alterné associé à la sollicitation tangentielle. Dans certains cas, des fissures orientées perpendiculairement à la surface peuvent apparaître à l'extérieur du contact, pour un nombre de cycles élevé aussi bien pour des matériaux ductiles que fragiles (phénomène de fatigue de surface). Si les débris d'usure générés dans l'interface ne peuvent pas être évacués rapidement à l'extérieur (contacts fermés), ils peuvent créer des dysfonctionnements ou des dégradations particulières (difficulté de démontage des assemblages due au colmatage des interfaces, usure abrasive...). Dans le cas d'une atmosphère créant une corrosion des débris d'usure, on parle de fretting-corrosion.

GP → Amorce et propagation des fissures

GT → Enlèvement de matière par formation des débris.

2.2.2 Cartes d'usure :

Lim et Ashby (1987) ont dressé des cartes d'usure, représentations de résultats d'essais de type pion-disque, aux mêmes titres que les cartes de fretting, pour définir les domaines de comportement identiques et des transitions entre différents régimes d'usure (figure 14). Le but étant ici de construire une base de données équivalente, par exemple, aux catalogues existants pour les caractéristiques d'élasticité des matériaux. Pour faciliter l'extrapolation à d'autres types de contacts, les résultats, donnés en termes de dégradation (usure douce, usure sévère, délaminage, grippage) sont fournis en fonction d'une vitesse et d'une pression de contact adimensionnée.

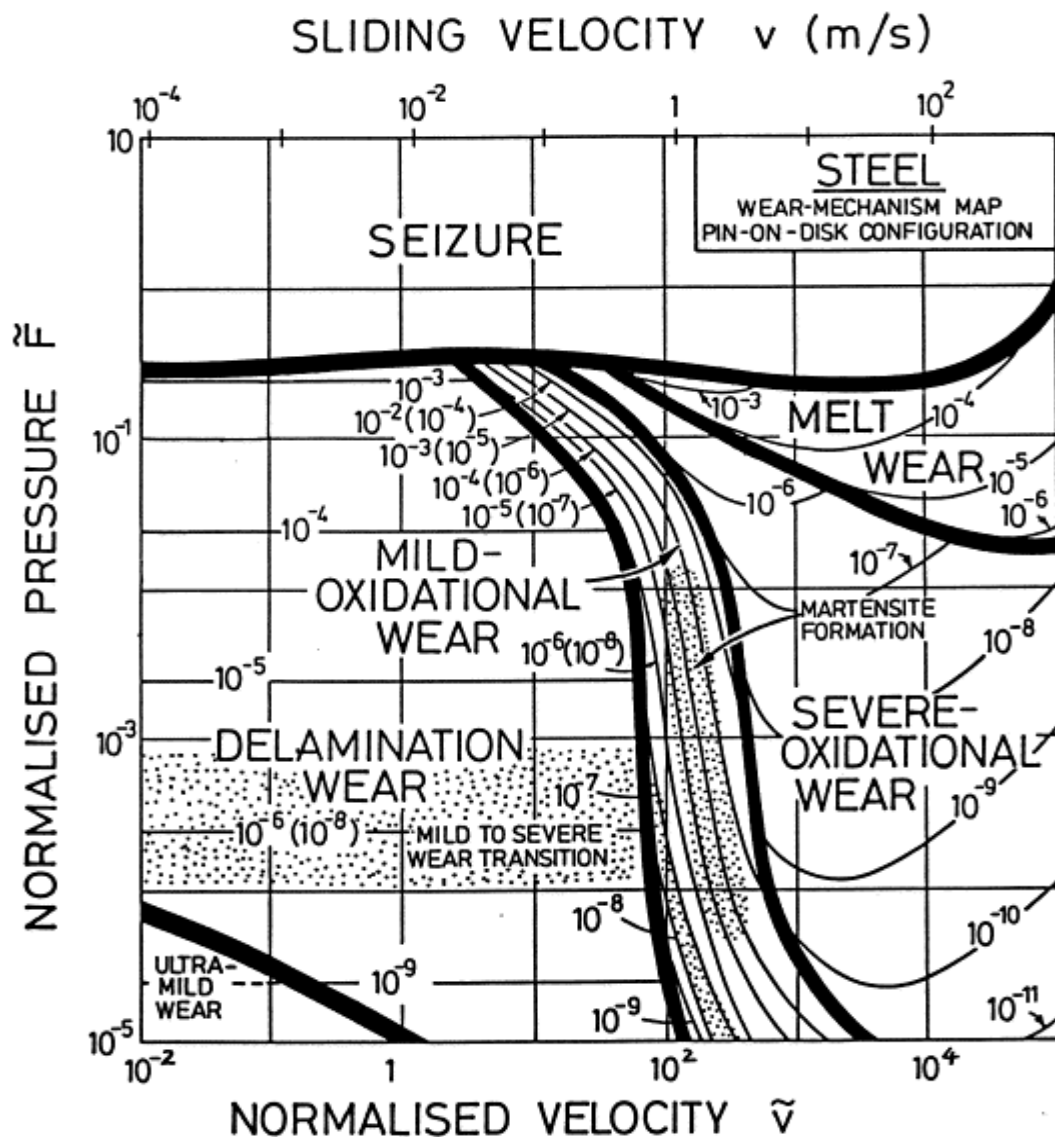


Figure 14 : Carte du mécanisme d'usure pour un contact pion (acier)/disque (acier) à sec.

(Lim et Ashby 1987).

Cette démarche facile à appréhender est rapidement adoptée, mais elle finit pourtant par être abandonnée, suite à de nombreux problèmes d'exploitation. Des paramètres non pris en compte jusque là apparaissent très importants : la raideur du contact imposée par le banc d'essai (tribomètre), la géométrie du contact (horizontale ou verticale, c'est-à-dire favorisant ou non la perte des particules d'usure), etc....

2.2.3 Etude et quantification de l'usure :

D'énormes progrès ont été réalisés dans les dernières décennies par les laboratoires de recherche en tribologie, grâce à la possibilité d'utiliser un matériel de saisie informatique de plus en plus performant. C'est ainsi qu'il a été possible, en combinant les tribomètres classiques avec de puissants capteurs, de mieux appréhender les processus d'usure et de frottement.

Ces études de l'usure sont également d'un grand intérêt quant à la compréhension des durées de vie de différents mécanismes et ce, en prévision d'éventuelles avaries ou dans l'optique de tester de nouveaux matériaux.

Les paramètres de l'usure, ou variables opératoires, sont nombreux et il apparaît nécessaire de bien les connaître pour une analyse précise d'un problème tribologique. Les principaux sont :

- les caractéristiques du mouvement relatif entre les corps composant le mécanisme : cinématique, vitesse, amplitude... ;
- la charge normale appliquée ;
- le mode de contact (surfacique ou ponctuel) ;
- l'environnement (atmosphère, température...).

2.2.3.1 Modes d'énergies en frottement :

La quantification des énergies est d'un intérêt capital car elles conditionnent les échauffements à l'interface, elles modifient la micro et la macro géométrie du contact (dégradations par usure conduisant à la détérioration du système). Elles influencent également les écoulements à l'interface outil/matière dans les procédés de mise en forme (laminage, forgeage,...). Les énergies libérées dans un contact peuvent être de natures très différentes (tableau 1).

<i>Énergie dissipée</i>	<i>Mode de dissipation</i>
Énergie de déformation	Déformations élastiques et plastiques
Énergie de rupture	Fissuration, formation de débris, arrachements, écaillages
Énergie thermique	Échauffements, écoulement de chaleur, transferts par conduction
Énergie chimique	Adhésion, oxydation
Énergie acoustique	Vibrations, bruits
Énergie électrique	Électrisation, accumulation de charges, potentiels électrochimiques
Énergie lumineuse	Étincelles, rayonnement, photoémission

Tableau 1 : Différents modes de dissipation d'énergie en frottement

2.2.3.2 Approches quantitatives et lois de l'usure :

Comme on l'a vu précédemment, il existe de nombreux types d'usure. Chacun de ces mécanismes se différencie par ses conditions d'apparition et par ses effets. Tous ont cependant en commun d'être difficiles à étudier de façon quantitative, car il faut pouvoir pour cela, distinguer ce qui est propre aux matériaux des corps en contact, de ce qui est propre aux aspects structures (exemples : leurs propriétés élastiques, plastiques, de fatigue, leur dureté, ...). Il en va de même pour la cinématique (géométrie des surfaces et nature du mouvement) qui engendre des champs thermomécaniques responsables de l'usure.

Tous ces effets sont de plus couplés : les propriétés des matériaux évoluent avec le chargement. Par exemple, l'écroutissage modifie la ductilité et la limite élastique. Par ailleurs, les géométries de contact, donc les conditions aux limites, évoluent pendant le processus d'usure ce qui constitue une difficulté supplémentaire pour le calcul prédictif de l'usure. Le frottement est lui-même très mal connu localement et microscopiquement car il évolue également pendant le processus d'usure, notamment à cause de la géométrie du contact, mais également en raison des débris formés.

À la vue de toutes ces difficultés, on conçoit que les approches quantitatives sont pour l'instant très globales ou macroscopiques à l'image du modèle d'Archard et de ses dérivés que nous détaillerons par la suite.

Les auteurs ont dénombré plus de 300 lois relatives au frottement et à l'usure sur une période allant de 1947 à 1992 (Meng et Ludema, 1995). Ils remarquent que beaucoup de lois sont

dérivées des méthodes de la mécanique des solides en incluant les propriétés des matériaux, des quantités thermodynamiques ou bien encore des variables supposées fondamentales pour les auteurs de ces lois. Ils arrivent à un classement chronologique de ces lois en trois catégories :

- Les lois à caractère empirique ont vu le jour entre les années 1950 et 1970. Elles prennent en compte principalement des paramètres relatifs aux conditions de tests. Il est impossible de transposer de telles lois à d'autres essais que ceux pour lesquels elles ont été établies.
- Les lois basées sur la mécanique du contact sont apparues principalement entre les années 1970 et 1980. Certaines d'entre elles tiennent compte des propriétés des matériaux.
- Enfin, les lois basées sur les mécanismes d'endommagement se sont développées depuis les années 1980. Elles incluent les mécanismes de dislocations, les propriétés en fatigue, la rupture en cisaillement,

Il y a plusieurs démarches d'analyses de l'usure comme l'approche analytique, l'approche basée sur la fatigue. Dans ce travail nous nous sommes intéressés à l'approche énergétique utilisant la dérivée de la loi d'Archard qui est actuellement la plus utilisée dans le domaine industriel.

En 1953, Archard établit expérimentalement une relation permettant d'estimer le volume d'un matériau usé V dans le cas d'un contact glissant à vitesse constant et pour des matériaux de duretés très différentes.

$$V = K \cdot P \cdot L \quad (2)$$

Indique que le volume usé V c'est-à-dire le volume perdu par un matériau qui glisse sur un autre est proportionnel au produit de la distance parcourue L et de la force normale P appliquée au contact. Le coefficient de proportionnalité K est défini comme le coefficient d'usure exprimé en m^3/Nm soit en Pa^{-1} .

Une forme dérivée de la première loi fait intervenir l'énergie dissipée dans le contact par le biais du produit $p \cdot v$ (pression x vitesse de glissement), proportionnelle à la vitesse d'usure

dh/dt (h étant la profondeur de la piste d'usure), p = pression et grand P = force normale, v = vitesse et grand V = volume.

$$P=S.p \quad (3)$$

$$V= S.h$$

$$V= K.P.L$$

$$S.h= S.p.L.K$$

$$h= K.p.L$$

$$dh/dt= K. p.dL/dt$$

$$dh/dt = K.p.v \quad (4)$$

Mais cette loi plus générale, essentiellement théorique, s'applique difficilement à la réalité des contacts dans leur diversité. La loi d'Archard sera par la suite adaptée de diverses façons par différents expérimentateurs pour coller aux expériences particulières qui les concernent. Meng et Ludema citent plus d'une centaine de lois d'usure dont une grande partie est adaptée de la loi d'Archard. On peut être frappé par la grande variété de ces lois, mais aussi par les nombres de variables en présence : on en recense près de 600, dont une centaine apparaissent comme des paramètres réellement indépendants. Certains même comme le module d'Young d'un matériau, apparaissent d'une loi à l'autre tantôt au numérateur tantôt au dénominateur.

Frick reprenant l'expression d'Archard introduit le concept de travail d'usure soit $W = P.L$. Ainsi le coefficient d'usure est exprimé par la relation :

$$K= V/W \quad (5)$$

En réalité, une augmentation du coefficient de frottement tendra à augmenter la rigidité de l'interface de sorte que le déplacement sera essentiellement accommodé par la déformation élastique des massifs en conséquence de quoi le glissement relatif sera plus faible et donc le travail d'usure diminué. Ces considérations soulignent la difficulté de raisonner uniquement sur la valeur de la force normale. En fait, il apparaît plus pertinent de considérer le travail de la force tangentielle autrement dit l'énergie de frottement dissipée dans l'interface.

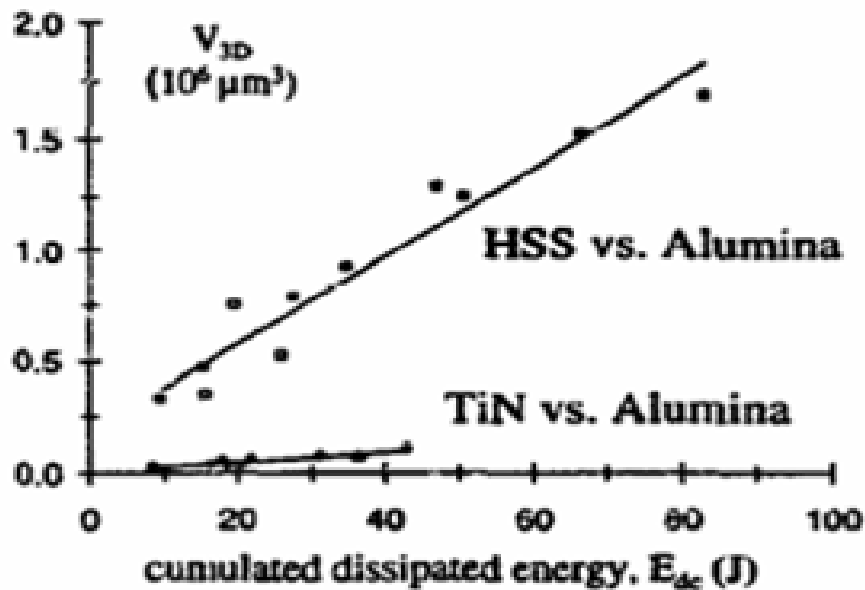


Figure 15 : Usure en fonction de l'énergie dissipée cumulée dans le cas d'un frottement d'une bille sur un disque sous différentes charges [S. Fouvry 97].

Dans le cas particulier du fretting, (Mohrbacher et al. 1995) et (Fouvry et al. 1995) introduisent le concept d'énergie dissipée cumulée pour des glissements alternés. L'énergie dissipée (E_d) est calculée à partir du déplacement relatif des deux surfaces en contact (δ) et de la valeur de la force tangentielle (Q) correspondant donc à l'aire du cycle de fretting.

$$E_d = \sum Q \cdot \delta = 4 \cdot Q \cdot \delta^* \quad (6)$$

Cette approche est largement validée en reliant le volume usé à la valeur de l'énergie dissipée, induite par le frottement, par une relation linéaire (Mohrbacher et al. 1995, Fouvry et al. 1997). A partir de cette approche, il est possible de déterminer des coefficients énergétiques pour différents systèmes tribologiques (Mohrbacher et al. 1995, Huq et al. 2002, Liskiewicz et al. 2005), Celis (1998) rapporte aussi que ces coefficients énergétiques dépendent de l'humidité résiduelle.

De plus une analyse locale de cette démarche a été adoptée sur des travaux concernant l'étude des couches dures (TiN, TiC, TiCN) avec la détermination de leur durée de vie (Liskiewicz et al. 2005). L'auteur montre alors qu'à partir de la détermination du champ de densité d'énergie dissipée il est capable, via un coefficient d'usure énergétique local, de prédire la profondeur maximale usée. La durée de vie du dépôt est alors représentée par le moment où la profondeur usée maximale est égale à l'épaisseur de la couche. Les résultats expérimentaux décrivent

alors la capacité énergétique du dépôt permettant l'association d'une densité d'énergie dissipée avec un nombre critique de cycles de fretting représentatif de la conservation de la couche au centre du contact.

2.3 TTS (Tribologically transformed structure) :

Le fretting wear et le fretting fatigue engendrent le détachement de particules et la fissuration induite par endommagement. L'usure est liée à un phénomène en quatre étapes:

- L'accommodation de déplacement dans les couches supérieures des deux contre corps.
- L'accumulation de déformations plastiques en surface et la création d'une TTS.
- La formation de débris à partir de la facturation de la TTS.
- L'agglomération d'un troisième corps dans l'interface à partir d'un processus de compaction des débris.

La figure 16 illustre la structure de l'interface stabilisée.

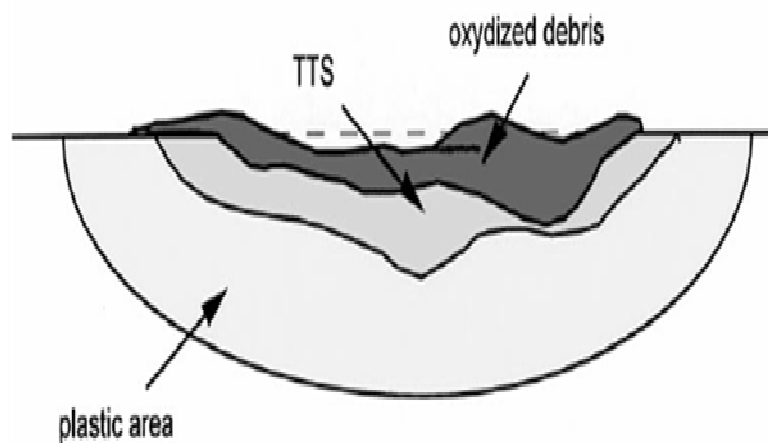


Figure 16 : Schéma d'une coupe métallographique d'une usure (E. Sauger et al., Wear 2000).

E. Sauger et al. (2000) ont démontré que la TTS, à partir de laquelle sont générés les débris, est formé à l'intérieur pendant un très petit nombre de cycles d'usure initiale. Il montre aussi les points suivants:

- La TTS apparaît comme une structure nanocristalline, correspondant à la composition chimique du matériau initial.
- La TTS a un module d'Young de celui de la structure métallique originale, mais sa dureté est nettement plus élevée jusqu'à 1000HV.
- Contrairement à la couche compactée de débris, la TTS contient une très petite quantité d'oxygène. On conclut que l'oxygène n'est pas le facteur déterminant pour la transformation de la TTS.
- Vu les remarques précédentes, on peut supposer que la formation de la TTS est liée à la déformation plastique induite par le contact.

2.4 Concept du troisième corps:

Le concept du troisième corps en tribologie a été introduit par Godet [Godet, 1984 ; Ludema, 1996]. Le troisième corps est un 'opérateur' séparant les deux premiers corps. Il transmet l'effort entre les deux corps en accommodant la plus grande partie de leur différence en vitesse. Ce concept mécanique a été introduit afin de fournir un 'degré de liberté' (comme une possibilité supplémentaire d'interprétation) permettant d'harmoniser des concepts fondamentaux en science des matériaux. L'approche du troisième corps se base sur la transposition de la lubrification hydrodynamique au frottement sec. Ceci a conduit à la définition, dans un premier temps d'un champ de vitesse qui traduit l'accommodation de vitesse entre deux corps et par la suite d'un ensemble de sites dans lesquels opèrent différents modes d'accommodation [Berthier, 1988].

Le concept du troisième corps a été étendu progressivement à la notion de cinétique des mécanismes d'accommodation [Berthier, 1996 ; Singer, 1998]. Le but était de localiser, dans l'épaisseur du contact, les sites et les modes par lesquels les premiers et le troisième corps accommodent la différence des vitesses imposée par le mécanisme. En parallèle, la notion du circuit tribologique a été introduite afin de définir les différents écoulements que peut activer le troisième corps.

Cette approche, très similaire à la lubrification, permet de considérer un ensemble de particules comme un fluide jouant le rôle d'un troisième corps, lequel conduit à corrélérer les changements dans le frottement, à la rhéologie de l'écoulement des particules du troisième corps circulant dans le contact. L'expérimentation a confirmé le fondement des notions de la

rhéologie et d'écoulement du troisième corps dans, ou en dehors du contact [Berthier, 1989 ; Berthier, 1990 ; Souchon, 1998].

2.4.1 Le triplet tribologique:

Le triplet tribologique est constitué par le mécanisme, les deux premiers corps et le troisième corps. Il permet de décrire les interactions entre les différents éléments qui entourent le contact, c'est-à-dire la 'boucle' (ou circuit) qui représente l'équilibre des forces extérieures au contact.

- Le mécanisme : C'est l'ensemble du système mécanique qui impose les conditions de fonctionnement et via l'équilibre de forces internes (aspect mécanique) et via l'environnement ambiant (aspect physicochimique).
- Les premiers corps : Ce sont les matériaux délimitant le contact et à travers lesquels les efforts sont transmis. Ils interviennent par leurs structures et leurs propriétés thermo-mécaniques, en induisant des déformations qui à leur tour définissent la zone de contact élémentaire.

Les contraintes locales sont générées par le chargement normal et le déplacement tangentiel imposé. Elles affectent le volume du matériau. [Berthier, 1989 ; Berthier, 1990 ; Berthier, 1996].

- Le troisième corps : C'est le volume de matière séparant les premiers corps. Des 'particules élémentaires' sont détachées d'un ou des deux premiers corps et s'agglomèrent. Cet agglomérat de particules constitue le troisième corps. Ces particules peuvent être piégées ou refoulées du contact. Berthier a défini le troisième corps selon deux aspects [Berthier, 1988]:

Au sens matériaux, comme étant la zone qui marque une nette discontinuité de composition très près de la surface. Cette zone comprend des 'écrans' de faible épaisseur ainsi que des particules solides circulant dans le contact pour former un film continu ou discontinu.

Au sens cinématique, comme étant l'épaisseur au travers de laquelle la différence de vitesse entre les deux premiers corps est accommodée. Le troisième corps est dit 'naturel' lorsqu'il est formé par l'un ou les deux premiers corps.

2.4.2 Détachement des particules :

Sous l'effet des sollicitations mécaniques et thermiques les premiers corps subissent des modifications de leurs propriétés superficielles, conduisant à des transformations de phase et des modifications structurales. L'ampleur de ces changements dépend de la pression (pression hydrostatique et la pression du contact local) et les déformations induites par la température [Descartes, 1997]. Ces changements sont connus sous le nom 'Transformations Tribologiques Superficielles' (Tribologically Transformed Structures ou TTS) [Sauger 2000].

L'apparition de TTS entraîne une modification du champ des contraintes et des déformations admissibles par le matériau, conduisant à un détachement de particules par 'fragilisation' des surfaces du matériau (particules dont la taille varie de quelques nanomètres à quelques micromètres [Jullien, 1996]). Les mécanismes d'usure tels que l'abrasion, l'adhésion etc., peuvent être considérés comme des 'réponses spécifiques' alimentant le troisième corps.

2.4.3 Dynamique du contact :

- Sites d'accommodation : Le déplacement relatif des premiers corps implique un gradient de vitesse à travers le troisième corps. Plus généralement, l'accommodation de vitesse peut se localiser à différents sites du contact. Ces sites sont au nombre de cinq :

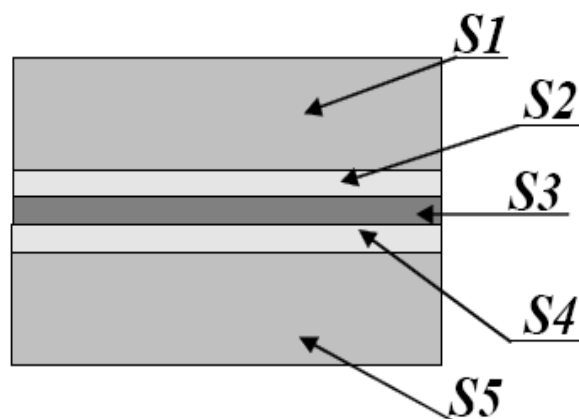


Figure 17 : mécanismes d'accommodation.

Au niveau des premiers corps (notés S1 et S5).

Au niveau du troisième corps (noté S3).

Au niveau des interfaces entre premiers corps et troisième corps (notés S2 et S4).

L'influence de l'environnement sur les changements de sites d'accommodation a été mis en évidence pour un contact acier – acier en fretting (débattement = 50 μm , fréquence = 1 Hz) en présence d'un troisième corps artificiel d'oxyde de fer Fe_2O_3 [Berthier 1988]. Ainsi, en présence d'air, l'accommodation de vitesses se fait en S3 (cisaillement du troisième corps), alors qu'en présence d'azote, l'accommodation se fait en S2 (glissement à la paroi) (figure 18a).

De même, une augmentation du chargement, donc de la cohésion du troisième corps peut faire passer le site d'accommodation de S3 en S2 (figure 18b).

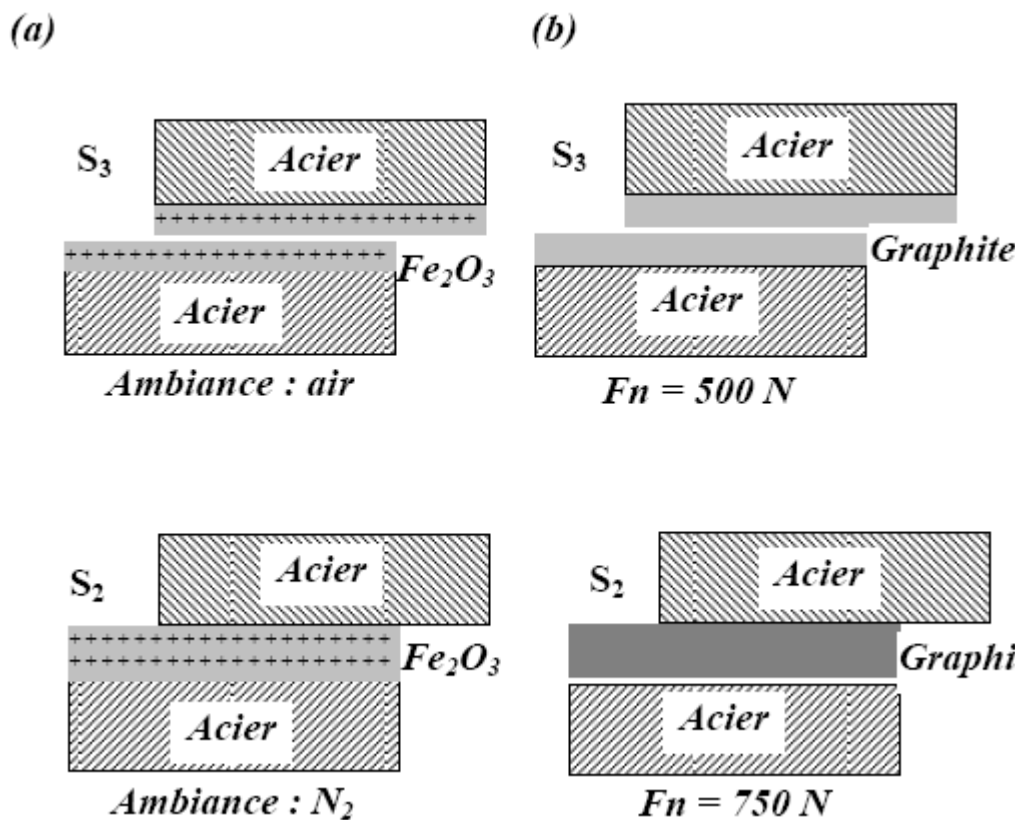


Figure 18 : Migration du site d'accommodation de S3 en S2 en fretting (a)

Effet de l'environnement, (b) Effet de la charge

2.4.4 Le circuit tribologique:

Les particules de troisième corps adhèrent aux premiers corps à l'arrêt, mais lors du mouvement, elles sont soumises à des gradients de vitesse. Par conséquent les contacts sont le siège de débits de matière. L'usure sera donc abordée en termes de débits de troisième corps. La détermination de l'origine du troisième corps, des phénomènes qui entraînent l'activation

des différents débits du circuit tribologique (figure 19) et qui conditionnent la circulation du troisième corps sont indispensables à la maîtrise de la durée de vie.

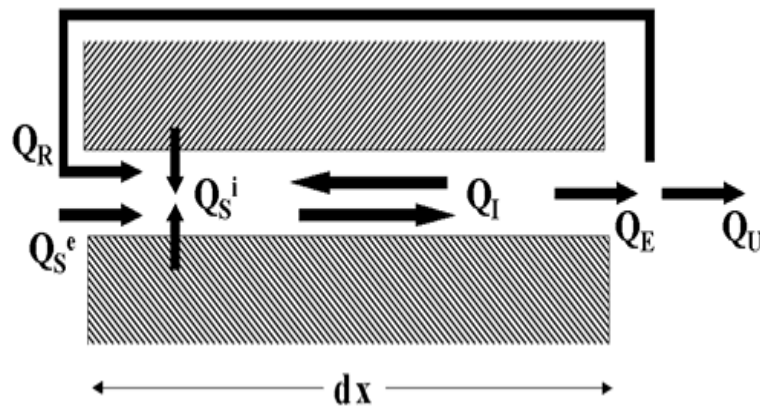


Figure 19 : Circuit tribologique.

- Q_{Si} : le débit source interne est l'alimentation interne du contact en troisième corps naturel. Il est obtenu par détachement de particules lors de la dégradation des premiers corps,
- Q_{Se} : le débit source externe est obtenu par alimentation externe en troisième corps artificiel. Ce débit est rarement rencontré dans la réalité des troisièmes corps solides. Nous ne le considérerons pas dans cette étude.
- Q_I : le débit interne est la circulation du troisième corps dans le contact,
- Q_E : le débit externe est l'éjection du troisième corps du contact. Ce débit se scinde en deux : Q_R et Q_U ,
- Q_R : le débit de recirculation correspond au débit des particules qui seront réintroduites dans le contact,
- Q_U : le débit d'usure correspond au débit de particules qui ne seront jamais réintroduites dans le contact.

Le circuit tribologique représente alors l'équilibre des masses dans le contact.

2.4.5 Interaction de la matière avec l'environnement :

La formation des oxydes peut être déterminée à partir d'une réaction produisant une énergie. Cette énergie rend compte de l'affinité chimique du métal considéré avec l'oxygène, à

température et pression constantes. On obtient l'oxydation, à partir de l'énergie fournie par le système :



2.5 Synthèse:

- L'approche du troisième corps est intéressante mais il y a une complexité à identifier, la relation usure = quantité de matière éjectée.
- On va considérer les démarches d'Archard et d'énergie dissipée plus simple à formaliser et qui ont montré une grande stabilité pour prédire les cinétiques d'usure, l'usure est associée au travail dissipé dans l'interface et active des processus dégradants.
- Notre objectif sera d'étudier comment l'aire de contact, la pression, l'amplitude de débattement peuvent interagir sur la cinétique d'usure et comment ces différents effets peuvent être formalisés.

3 Les lubrifiants et l'usure par fretting :

Le cadre de mon travail de thèse porte essentiellement sur le contact sec et l'effet de la taille du contact vis-à-vis de la cinétique d'usure.

Cependant dans un dernier chapitre j'ai abordé l'effet de la taille du contact sur le comportement tribologique des contacts lubrifiés et en particulier l'activation d'un film lubrifiant. Ainsi pour introduire cet aspect nous nous limiterons à une description rapide des lubrifiants utilisés et de l'impact de ces derniers sur les processus tribologiques.

3.1 La lubrification:

La fonction principale du lubrifiant est de séparer les surfaces en contact de roulement et de glissement, en améliorant les performances et en réduisant l'usure. Le lubrifiant peut aussi jouer un rôle de caloporteur (réfrigérant ou homogénéisateur thermique), de protection contre la corrosion. Il peut aussi évacuer les débris et empêcher la pollution solide de pénétrer dans le mécanisme.

Les roulements courants utilisent la lubrification fluide. La lubrification solide n'apparaît que pour des cas extrêmes.

Les lubrifiants employés sont généralement des produits fluides issus du pétrole (communément appelées huiles minérales). Cela représente une palette étendue en termes de performances rhéologiques, chimiques, sans tenir compte des additifs. Viennent ensuite les hydrocarbures synthétiques. Ils sont élaborés afin d'avoir une propriété spécifique et répondre à un besoin particulier. Ces huiles peuvent servir de bases à différentes graisses obtenues par ajout d'un épaississant. Le solide mou ainsi obtenu libère théoriquement l'huile à un taux contrôlé pour satisfaire les besoins du roulement. D'une manière globale on estime que 80 % des roulements sont lubrifiés à la graisse. Le lubrifiant peut être apporté par différentes techniques (bain, jet, alimentation technique,...), (Harris, 1991).

3.2 Rôles des lubrifiants:

Ils sont multiples :

- Diminuer les frottements et les résistances passives dans les machines, améliorer leur rendement et économiser l'énergie,
- protéger les organes lubrifiés contre les diverses formes de corrosion et d'usure, donc contribuer à leur longévité,
- évacuer la chaleur produite dans les moteurs ou lors de l'usinage, favoriser l'équilibre thermique des machines,
- améliorer l'étanchéité vis-à-vis des gaz, des liquides ou des poussières,
- éliminer les impuretés et les débris d'usure,
- transmettre de l'énergie ou de la chaleur,
- assurer l'isolation électrique,
- améliorer l'état de surface des pièces usinées

Pour mieux comprendre la réponse du contact sous la lubrification, on passe à étudier les régimes de lubrification qui existent.

3.3 Régimes de lubrification:

On passe progressivement du frottement sec à la lubrification « idéale » où un film suffisamment épais sépare complètement les pièces. La transmission des efforts est assurée dans le premier cas par les seules aspérités des surfaces, dans le second par la pression qui règne dans la couche de lubrifiant.

Le frottement immédiat, ou sans lubrifiant, a été envisagé dans les chapitres précédents. Le frottement lubrifié ou médiant est subdivisé en plusieurs régimes différents :

- lubrification limite : l'épaisseur du film lubrifiant est insuffisante pour isoler complètement les solides en contact ; si la charge devient trop forte, il ne subsiste qu'une couche adsorbée quasi monomoléculaire. C'est la solidité de cette dernière qui empêche les contacts métal-métal. L'aptitude du lubrifiant à former une couche adhérente, appelée onctuosité, est ici une qualité primordiale.

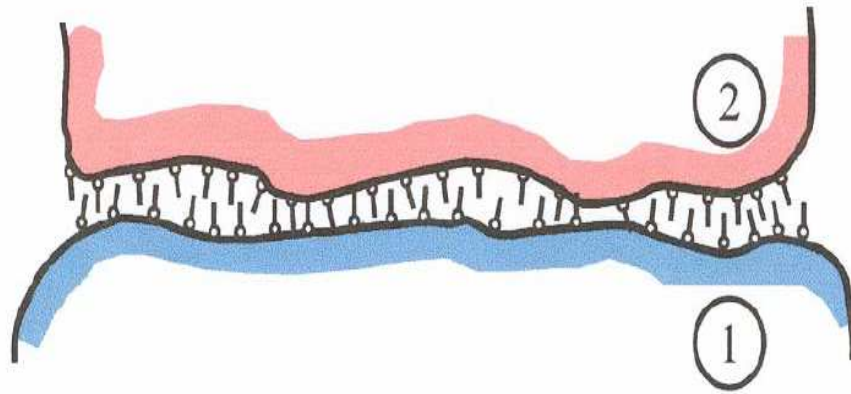


Figure 20 : Lubrification limite (Frêne et al. 2001)

- Lubrification « onctueuse » : la couche de lubrifiant est plus épaisse, elle commence à porter une partie des charges mais il subsiste des contacts entre les aspérités des pièces. En général, les pressions sont plutôt importantes et les vitesses relatives plutôt faibles.
- lubrification « mixte » : le fluide supporte une partie importante des charges mais des contacts subsistent entre les aspérités. Le frottement est minimal mais ce régime reste très instable.

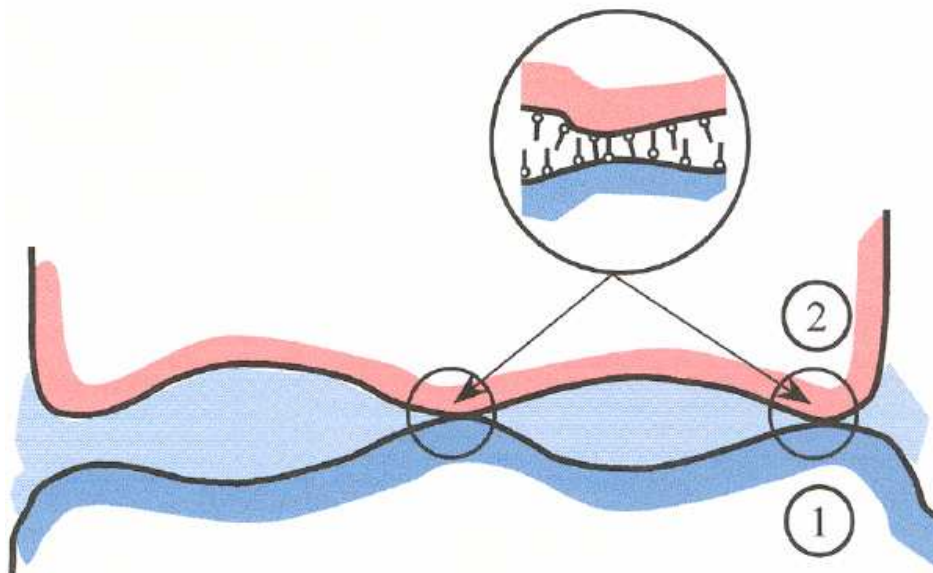


Figure 21 : Lubrification mixte (Frêne et al. 2001)

- lubrification hydrodynamique : le lubrifiant liquide est entraîné et mis sous pression par le mouvement relatif des surfaces (Pinkus et al. 1961, Frêne et al. 1990). Il sépare totalement ces dernières et supporte l'intégralité des charges, grâce à sa viscosité, qui

correspond à sa résistance à l'écoulement. Dans ce cas de figure les vitesses relatives ne sont jamais très faibles mais les pressions restent modérées, de sorte que l'on peut négliger les déformations des pièces et la compressibilité du lubrifiant. L'exemple classique de la lubrification hydrodynamique est le coin d'huile ou blochet (figure 22).

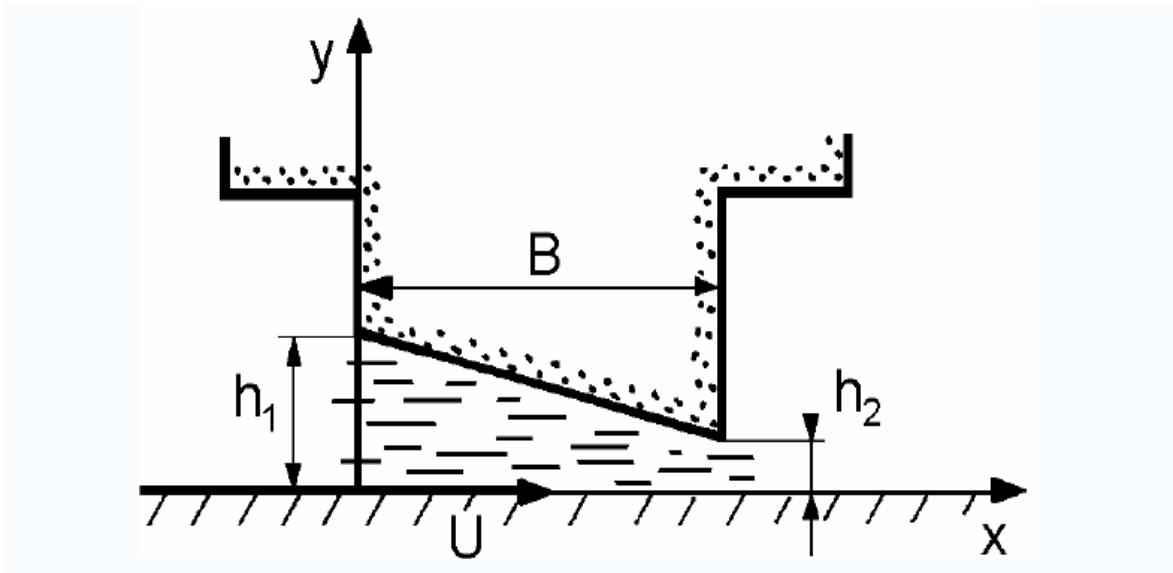


Figure 22 : Coin d'huile ou blochet.

- lubrification « pseudo-hydrodynamique » : l'huile arrive dans le contact par capillarité et forme un film lubrifiant par effet d'entraînement mais ce film ne peut pas véritablement être mis sous pression et supporter les charges. C'est ce qui se passe par exemple dans les coussinets autolubrifiants en bronze poreux.
- lubrification élastohydrodynamique : c'est un cas particulier du précédent, lorsque la pression dans le film liquide est suffisante pour déformer localement les solides en contact, comme c'est le cas lors du fonctionnement des engrenages. Cette déformation change la géométrie du film et la répartition des pressions, mais aussi les caractéristiques des lubrifiants : à 7 000 bars et 100 °C (conditions fréquentes dans les contacts), la viscosité des huiles naphthéniques peut être multipliée par 100 000 !
- lubrification hydrostatique ou aérostatique : elle consiste à envoyer, à l'aide d'une pompe ou d'un compresseur, un liquide ou un gaz sous pression pour séparer les surfaces qui peuvent alors être ou non en mouvement relatif (Fuller 1956). Elle est la garantie d'un frottement extrêmement faible et d'une absence quasi totale d'usure mais

il faut une source d'énergie extérieure. La sécurité de fonctionnement des paliers des pompes primaires des centrales nucléaires N4 est garantie par l'emploi de palier hybrides (paliers hydrostatiques comportant des effets hydrodynamiques significatifs) fonctionnant en régime turbulent (figure 23).

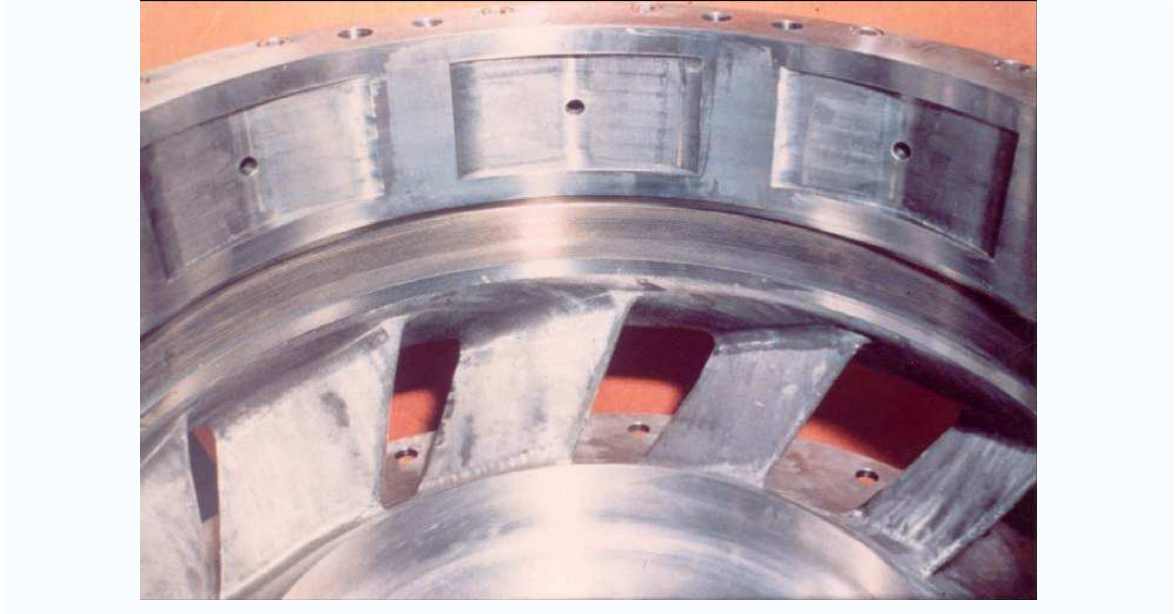


Figure 23 : Coussinet du palier hybride d'une pompe primaire de réacteur nucléaire N4 (EDF).

3. 4 Les additifs:

La plupart des lubrifiants commerciaux comportent généralement une base et toute une kyrielle d'additifs destinés à améliorer leurs propriétés physiques et/ou chimiques. Les actions de ces produits sont détaillées dans les articles relatifs aux lubrifiants liquides et pâteux (voir 3.5 ci-dessous). Depuis quelque temps on voit apparaître d'autres sortes d'additifs, sous forme de nanoparticules, qui provoquent une baisse directe du coefficient de frottement.

3. 5 Différents types de lubrification:

On distingue quatre natures de lubrification : liquide, solide, gazeuse et pâteuse.

3.5.1 Lubrifiants liquides :

Ces fluides sont utilisés pour leur aptitude à transmettre de l'énergie mais ils doivent être dotés de propriétés lubrifiantes car ce sont forcément eux, et pas d'autres produits, qui assurent la lubrification. De plus, les normes imposent souvent qu'ils soient ininflammables, ce qui exclut beaucoup de produits courants à base, par exemple, d'huiles de pétrole.

3.5.2 Lubrifiants solides:

Les divers lubrifiants solides et les vernis de glissement, d'origine naturelle ou synthétique, sont rarement utilisés tels quels mais surtout à l'état de suspension dans les graisses et les huiles. Quand ils sont dits purs, ils sont cependant presque toujours associés à un liant qui facilite leur adhésion ou leur mise en place directe par brunissage, sous forme de films secs épais de 5 à 15 micromètres.

Les lubrifiants solides sont devenus indispensables dans de multiples applications, ils jouent un rôle essentiel pour la formation d'un troisième corps. Le graphite et le bisulfure de molybdène MoS_2 , tous deux d'origine naturelle, sont les lubrifiants solides les plus utilisés et les moins chers. On utilise aussi des produits synthétiques, qui ont tous une structure hexagonale : bisulfure de tungstène, nitrure de bore, biséléniures de tungstène, de molybdène et de niobium, iodure et bisulfure de titane. Le fluorure de graphite est semisynthétique et résulte de la fluoration du graphite.

3.5.3 Lubrifiants gazeux:

Dans certains mécanismes on trouve des surfaces mobiles totalement séparées par un flux de gaz maintenu sous pression ; le plus souvent, pour des raisons évidentes de disponibilité et de coût, on utilise de l'air. Il ne s'agit pas là d'une lubrification au sens propre du terme, mais d'une disposition constructive qui permet d'utiliser à bon escient les propriétés physiques des écoulements gazeux.

3.5.4 Lubrifiants pâteux:

Les divers lubrifiants pâteux, en particulier les graisses lubrifiantes, font l'objet de notre étude.

Ce sont des produits viscoplastiques à deux phases qui comportent :

- une phase liquide, huile minérale ou fluide synthétique formant un support dispersant et représentant parfois plus de 90 % du poids de la graisse,
- une phase solide dispersée se comportant en agent épaississant, généralement un savon métallique, résultat de la réaction d'un acide gras (stéarique, oléique) avec un hydroxyde métallique (calcium, lithium, sodium, aluminium, magnésium). Cette phase représente de 8 à 40 % du poids. Dans certaines graisses, l'épaississant est un composé inorganique comme la bentonite, sorte d'argile possédant de remarquables propriétés d'adsorption.
- des additifs solubles améliorant les performances : antioxydant, antiusure, antirouille, extrême pression, etc.,
- des additifs solides : graphite, bisulfure de molybdène,
- éventuellement, de l'eau ou de la glycérine facilitant la dispersion des autres produits.

Les graisses ont une texture qui varie avec le savon utilisé et le processus de fabrication. L'examen au microscope fait généralement apparaître des fibres entremêlées plus ou moins longues, dont l'aspect est appelé butyreux (comme du beurre), spongieux, filant, etc. La longueur des fibres varie de quelques micromètres à plus de 100 micromètres. On peut comparer une graisse à une sorte d'éponge imbibée de liquide.

L'huile qui entre dans la composition d'une graisse a un rôle primordial. C'est elle qui assure la lubrification des organes en présence par interposition d'un film protecteur qui empêche leur contact. L'épaisseur de ce film est une fonction directe de la viscosité, laquelle, comme on le sait, varie beaucoup avec la température. Le comportement thermique de l'huile de base est donc un critère essentiel pour le choix d'une graisse, mais il existe bien d'autres facteurs à prendre en compte : par exemple, la volatilité, la résistance à l'oxydation, le comportement en présence d'eau, etc.

Les huiles minérales sont bien adaptées à la plupart des applications courantes, dans une gamme de températures allant de 30 à + 150 °C. L'utilisation d'huiles de synthèse s'impose dans le cas d'applications sévères : fortes amplitudes thermiques, environnement chimique

agressif, etc. En outre, leur bonne résistance à l'oxydation leur confère souvent une longévité accrue par rapport aux huiles végétales.

Les graisses sont d'autant plus « fermes » qu'elles contiennent plus d'épaississant et que leur température est plus basse. La structure chimique des épaississants influe directement sur les propriétés physiques : dimension, forme et densité des particules constituantes et surtout forces interparticules qui permettent de maintenir le mélange en équilibre. En tenant compte uniquement de la nature chimique de l'épaississant, on distingue trois grandes familles de graisses.

- les graisses conventionnelles à base de savons métalliques (calcium, sodium, aluminium, lithium), qui représentent plus de 50 % du marché. Malgré leur prix, on utilise beaucoup les graisses à base de savons de lithium qui correspondent à un bon compromis entre toutes les propriétés recherchées (graisses à usages multiples, utilisables jusqu'à 180-200 °C).
- les graisses à base de savons complexes, dont l'avantage est la résistance aux températures élevées, jusqu'à 250 °C.
- les graisses sans savon sont épaissies par des composés inorganiques tels que l'argile. Ces graisses sont pratiquement infusibles et leur résistance à l'oxydation est excellente.

La fabrication des graisses se fait généralement dans des cuiseurs chauffés à la vapeur et munis d'agitateurs pour assurer le mélange. Dans certains cas on opère dans une autoclave ou sous atmosphère inerte d'azote.

3.5.4.1 Propriétés rhéologiques des graisses :

- plasticité : contrairement aux huiles, les graisses ont généralement un comportement non newtonien : il n'existe pas de proportionnalité entre la contrainte de cisaillement et le gradient de vitesse. Un produit plastique (graisse) se comporte en effet comme un solide jusqu'à une certaine limite d'écoulement, puis comme un liquide obéissant ou non à la loi de proportionnalité. La plupart des graisses se ramollissent par malaxage, on dit alors qu'elles sont thixotropiques, et retrouvent leur structure originelle après un

certain temps de repos. Inversement, les graisses rhéopexiques durcissent par cisaillement.

- viscosité apparente : elle caractérise le comportement de la graisse circulant dans des canalisations. Cette grandeur dépend du gradient de vitesse, de la température, et beaucoup de la viscosité de l'huile de base.
- pénétrabilité et consistance : la consistance représente la déformation viscoélastique sous une contrainte donnée, la graisse étant prise au repos et à l'état solide. On la chiffre arbitrairement par un essai normalisé de pénétrabilité au cône, effectué avec un équipement standard et après malaxage. La pénétrabilité n'est pas liée directement à la viscosité, certaines graisses dures s'écoulent facilement et au contraire, des graisses molles peuvent se révéler très visqueuses.
- point de goutte : cette caractéristique empirique est sans vrai rapport avec les performances des produits en service. La graisse placée dans un appareil normalisé est chauffée progressivement jusqu'à ce qu'une première goutte se détache. La température correspondante est appelée point de goutte, elle dépend dans une large mesure de l'épaississant. Selon les compositions, notamment la nature des savons utilisés, on peut trouver des valeurs allant de 85 à plus de 250 °C, parfois même la détermination est impossible. Deux graisses fabriquées avec les mêmes constituants, en proportion variable, auront à peu près le même point de goutte, mais la plus riche en savon sera bien plus dure que l'autre.
- pompabilité et pertes de charges : dans les réseaux de graissage, on apprécie les graisses qui s'écoulent facilement, répondent bien à la décompression dans les tiroirs des distributeurs et résistent à la cavitation.

3.5.4.2 Les propriétés physicochimiques :

- teneur en cendres : une graisse ne doit pas en principe contenir de charges inertes, talc, baryte ... sauf pour des usages bien particuliers. La calcination permet de détecter leur présence ainsi que d'autres anomalies ou pollutions.
- neutralité chimique : les graisses minérales sont en général neutres et sans action sur les métaux, mais elles peuvent réagir avec certains gaz ou fluides venant à leur contact et qui peuvent les décomposer ou les diluer. Le cas le plus fréquent est celui de l'eau, même à l'état de simple humidité. Les graisses à base de savons de sodium y sont très sensibles, mais pas celles à base de calcium ou de lithium.
- stabilité au cisaillement mécanique : les taux de cisaillement peuvent atteindre des valeurs considérables dans les roulements à rouleaux, les engrenages ... ce qui, par destruction réversible ou non de la structure des fibres, peut changer plus ou moins complètement les propriétés lubrifiantes. Cette stabilité est vérifiée à l'aide de divers appareils standardisés.
- températures limite d'utilisation : elles concernent aussi bien les applications à chaud ou à froid. Le point de goutte statique n'a guère d'intérêt. On a construit des machines qui mesurent un point de goutte dynamique, entre autres à l'aide de roulements. D'autres appareils permettent d'apprécier les variations de comportement à froid. Notons que les graisses à base de sodium, calcium ou lithium, sont résistantes à la chaleur et appréciées pour les roulements.
- résistance à l'eau : on l'apprécie par un essai de délavage. Les graisses à base de savons d'aluminium ou de lithium résistent bien, d'où leur application pour les articulations de matériels de chantiers ou autres.
- pouvoir antirouille : c'est une propriété intéressante pour les roulements qui, comme ceux des boîtes d'essieux, peuvent être soumis à des entrées d'eau ou à des phénomènes de condensation.

- propriétés antiusure et extrême pression : elles sont évaluées à l'aide de machines d'essais de frottement ou d'appareils de simulation.
- durée de vie, résistance à l'oxydation, résistance à l'évaporation : là encore il existe de très nombreuses méthodes d'essais.

3. 6 Synthèse:

On tire de la bibliographie une synthèse importante sur les graisses vis-à-vis des sollicitations de fretting (Zhou et al. 1999) :

1. Un lubrifiant de type graisse empêche l'accès de l'oxygène dans le contact et peut donc, en favorisant les contacts métal-métal, induire des coefficients de frottement supérieurs au contact sec en particulier pour les très faibles amplitudes de glissement de type glissement partiel.
2. Il existe une période d'incubation initiale induisant un faible coefficient de frottement mais très rapidement le lubrifiant est éliminé et on remarque une augmentation importante du coefficient de frottement.
3. En général l'augmentation du glissement et la réduction de la pression sont bénéfiques à la lubrification d'un contact soumis au fretting.
4. Un lubrifiant solide est plus adapté à un contact en glissement partiel alors que les lubrifiants de type huiles ou graisses sont adaptées au glissement total.

II. Etude du comportement à l'usure du 100C6 :

Ce chapitre présente les moyens techniques expérimentaux, les différents moyens de caractérisation et d'analyses appliqués au cours de cette étude, les propriétés mécaniques et chimiques des matériaux utilisés.

1 Descriptions des dispositifs expérimentaux :

Les essais de fretting wear ont été réalisés sur différentes machines NENE et MTS. Les essais de fretting NENE sont basés sur le principe d'un pot vibrant électromagnétique illustré sur la figure 24. Durant l'étude on nomme la NENE, machine I. Cette machine nous permet d'appliquer une force normale comprise entre 35 et 400 N et une amplitude de déplacement comprise entre $\pm 5 \mu\text{m}$ et $\pm 250 \mu\text{m}$. La force tangentielle (Q^*), la force normale (P), la température (T) et la force tangentielle (Q^*), le déplacement (δ^*) et l'humidité relative (RH) sont acquis par un logiciel informatique à l'aide de capteurs. Le contact est horizontal.

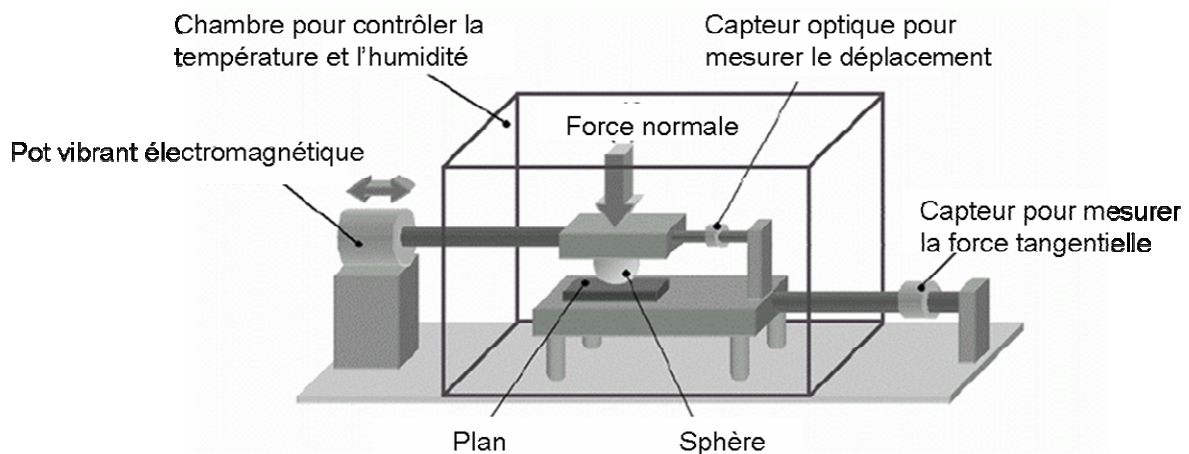


Figure 24 : schéma de la machine NENE.

L'essai fretting MTS (figure 25) dite machine II utilise le même principe mais dans ce cas le contact est vertical. L'un des deux massifs est placé en tête du vérin hydraulique servant à imposer la sollicitation cyclique de déplacement et l'autre est fixé sur la base de la machine.

Le déplacement est mesuré par un extensomètre placé à proximité du contact pour limiter les problèmes de complaisance élastique du montage. Ce même déplacement sert aussi à l'asservissement de la machine. Cette configuration est utilisée pour un large spectre de géométries (sphères, cylindres, poinçons, ...), de chargements normaux (de 100 N à 10000 N) et d'amplitudes de déplacement (de $\pm 1 \mu\text{m}$ à $\pm 1000 \mu\text{m}$). Au-delà de $\pm 400 \mu\text{m}$ on mesure l'amplitude du déplacement à l'aide du capteur de LVDT et non plus par l'extensomètre.

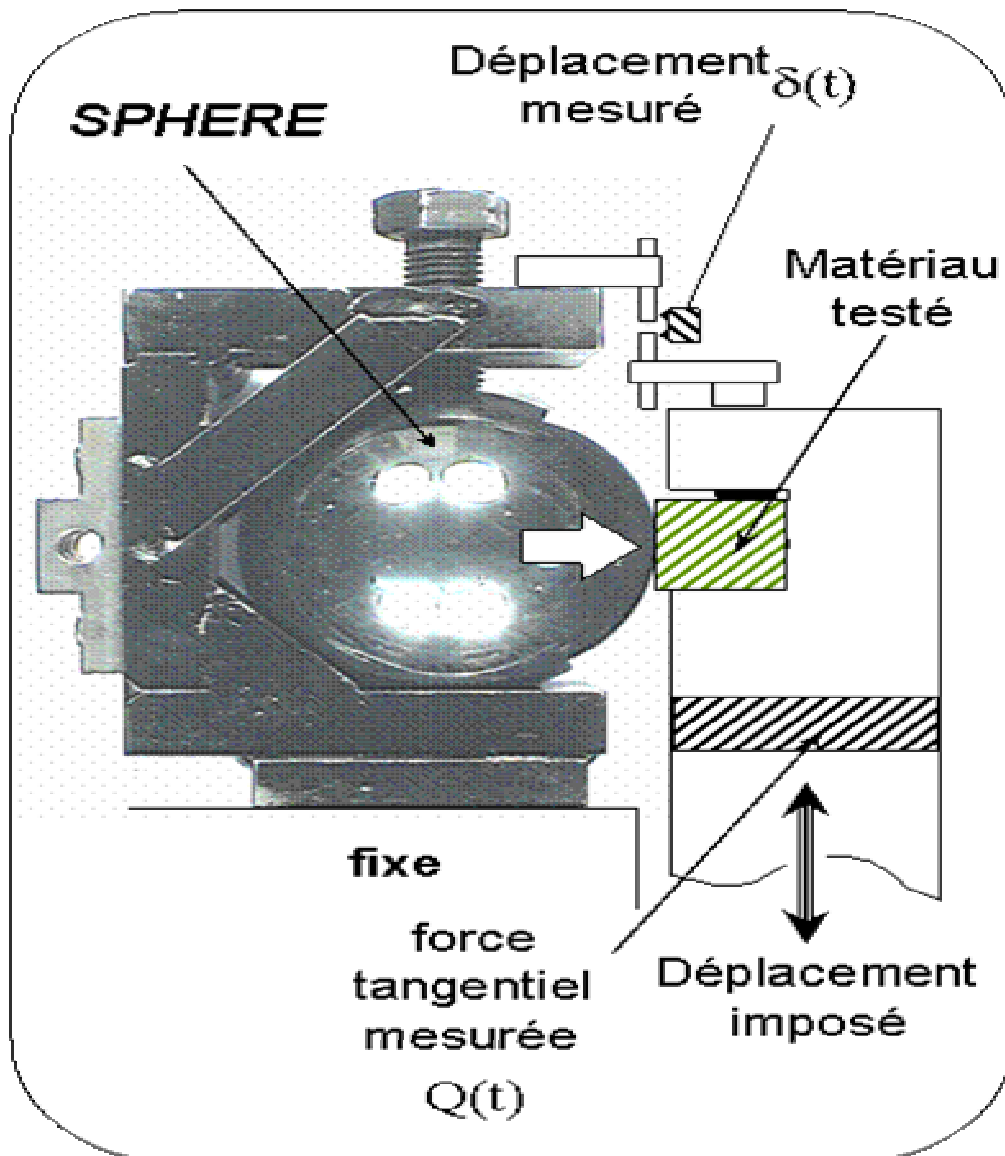


Figure 25 : schéma du montage de la machine MTS.

2 Matériaux :

Les géométries des contacts utilisées durant l'étude sont de deux types, un contact sphère/plan et un autre cylindre/plan. Le matériau utilisé durant toute l'étude est l'acier 100Cr6.

2.1 Composition chimique :

L'acier 100Cr6 étudié correspond aux caractéristiques d'un acier de roulement. La composition correspond à la norme AIR 9160/C.

	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo	V
min	0,95	0,15	0,2	<	<	1,35	<	<	<
max	1,1	0,35	0,4	0,02	0,03	1,6	0,4	0,1	0,3

Tableau 2 : composition chimique du 100Cr6

2.2 Propriétés mécaniques :

Ces caractéristiques sont pour les sphères, pions et cylindres utilisés.

Les caractéristiques mécaniques données par SNR sont résumées dans le tableau suivant :

E*	ν	HRC	Hv ₅₀	Rm**	$\sigma_Y(R0.2)**$	τ_Y**	$\sigma_{d, Fr}**$
210	0,29	62	740	2000	1700	850	1000

* en GPa, ** en MPa

Tableau 3 : propriétés mécaniques du 100C6.

σ_Y , τ_Y : limites de plasticité en traction et en cisaillement à 0.2 % de déformation résiduelle.

$\sigma_{d, Fr}$: Limite d'endurance en flexion rotative alternée pour 10^6 cycles.

Les billes achetées à la société CIMAP ont les rayons suivants :

Des billes de dimension (R= 8 mm ; R= 9.525 mm et R= 11.5 mm) avec une rugosité de Ra= 0.1 μm et une erreur de sphéricité inférieure à 15 μm .

Des billes de dimension (R= 12.7 mm) avec une rugosité de Ra= 0.1 μm , une erreur de sphéricité sur le diamètre de 20 μm .

Des billes de dimension (R= 19.05 mm) avec une rugosité de Ra= 0.1 μm , une erreur de sphéricité sur le diamètre de 25 μm .

Des billes de dimension (R= 40 mm) avec une rugosité de Ra= 0.1 μm et une erreur de sphéricité inférieure à 40 μm .

Des billes de dimension (R= 50 mm) avec une rugosité de Ra= 0.1 μm et une erreur de sphéricité inférieure à 50 μm .

3 Préparations des échantillons :

Avant de procéder aux tests de fretting, les échantillons plans ont été polis avec des papiers abrasifs, après polissage on obtient une rugosité Ra de 0.5 μm pour les plans. A la fin des essais, les échantillons sont nettoyés à l'acétone dans un bain à ultrasons pendant 15 minutes si le contact est à sec et à l'heptane dans un bain à ultrasons pendant 15 minutes si le contact est lubrifié pour absorber les lubrifiants à l'aide de l'heptane.

4 Techniques de caractérisation :

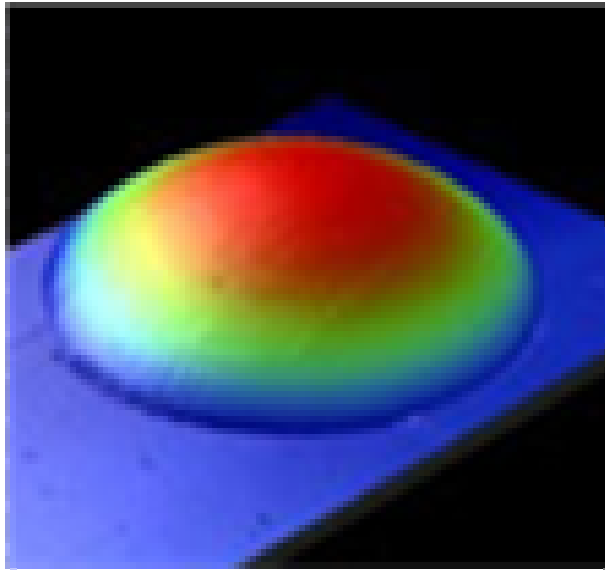
4.1 Caractérisation des surfaces usées :

Les surfaces frottées sur le plan et la bille ont été observées par microscopie optique et Microscopie Electronique à Balayage (MEB) couplée à un analyseur EDX. Le microscope optique permet de visualiser la couleur de l'oxyde déposé sur l'échantillon et sur la bille. Le MEB est utilisé pour une analyse qualitative de la topographie et de l'analyse chimique. Les analyses chimiques ont été effectuées d'une part en différents endroits de la trace d'usure et d'autre part en dehors de la trace.

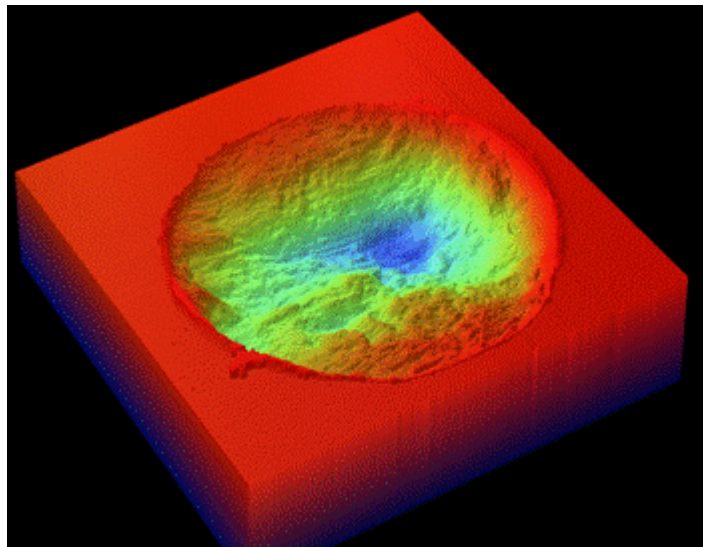
4.2 Etude de l'usure :

Pour obtenir le volume usé des plans, sphères et les cylindres nous avons utilisé un profilomètre interférométrique qui permet de fournir rapidement des mesures précises de la topographie 3D sur une profondeur comprise entre 0.1 nanomètre et 10 millimètres. Les possibilités de balayage étendues rendent ce système idéal pour les échantillons de grandes dimensions. Les axes motorisés XYZ couplés à la possibilité d'inclinaison de l'axe Z permet une analyse très facile des échantillons et des traces d'usure.

Le logiciel d'analyse permet de multiples fonctionnalités et en particulier la mesure des volumes d'usure sur des plans mais aussi sur des sphères ou des cylindres.



a) Image 3D de la partie usée de la sphère



b) Image 3D de la partie usée du plan où on peut remarquer l'enlèvement de la matière.

Figure 26 : Relevés de profils pour deux surfaces frottantes relatifs à a) sphère et b) plan

Pour quantifier le volume usé du système on applique la procédure suivante :

Sur chaque trace on détermine le volume situé en dessous du plan de base soit V^- et le volume situé au dessus du plan de base soit V^+ . Le volume V^- est associé à la quantité de matière enlevée de la surface frottée alors que le V^+ peut être associé au transfert sur l'interface. Le volume usé total est donc exprimé par :

$$V_t = V^- - V^+ \quad (8)$$

On détermine le volume total sur le plan $V_{t_{plan}}$ et sur le contre corps $V_{t_{cc}}$ ici la sphère ou le cylindre. Le volume d'usure total du système est donc exprimé par :

$$V = V_{t_{plan}} + V_{t_{cc}} \quad (9)$$

5 Caractérisation du comportement tribologique du contact sec 100C6 / 100C6 :

5.1 Analyse de frottement μ et μ_e :

Le coefficient de frottement est déterminé à partir de la force tangentielle Q^* , mesurée lors de l'essai par un capteur de force, et la force normale appliquée P , mesurée par un capteur à jauge de contraintes.

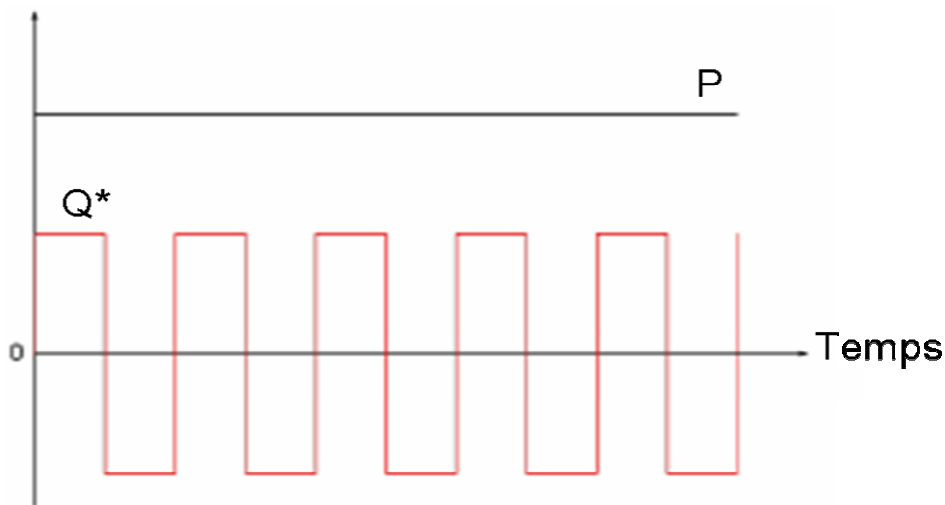


Figure 27 : Illustration de l'évolution de la force normale et de la force tangentielle lors de l'essai (situation idéale d'un contact glissant infiniment rigide).

La figure 27 montre schématiquement l'évolution de la force normale et de la force tangentielle en fonction du temps.

La valeur du coefficient de frottement dit conventionnel pendant chaque cycle est donnée par l'expression suivante :

$$\mu = \frac{|Q^*|}{P} \quad (10)$$

Tandis que la valeur moyenne du coefficient de frottement mécanique durant tout l'essai est exprimée par l'expression suivante :

$$\bar{\mu} = \frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} \mu(i) \quad (11)$$

Où N est le nombre de cycles.

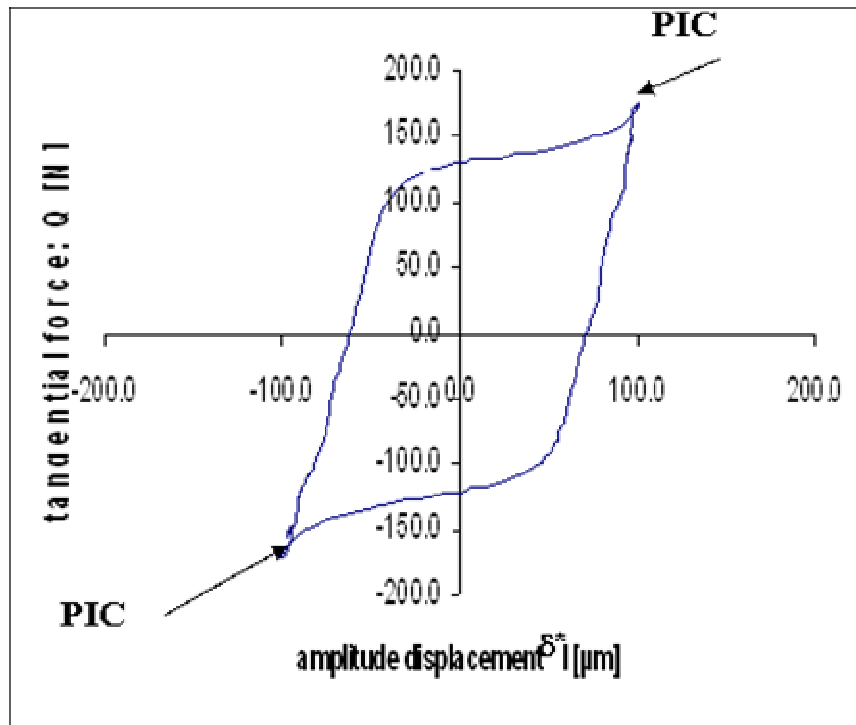


Figure 28 : Cycle de fretting durant l'essai.

Si le cycle de fretting présente des pics comme le montre la figure 28, la valeur de $\mu = Q^*/P$ n'est alors plus représentative du frottement, et on calcule dans ce cas la valeur énergétique du coefficient de frottement μ_e .

$$\mu_e = \frac{E_d}{4 * P * \delta_g} \quad (12)$$

E_d : Energie dissipée en joules.

δ_g : Amplitude de glissement en micromètres.

P : Force normale appliquée en newtons.

La valeur moyenne du coefficient énergétique de frottement durant tout l'essai est exprimée par :

$$\overline{\mu_e} = \frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} \mu_e(i) \quad (13)$$

Pour étudier l'évolution du coefficient de frottement pendant l'essai, nous avons utilisé un contact sphère/plan d'acier 100Cr6 sur la machine I, le diamètre de la sphère choisi est de 25,4 mm, le mouvement est rectiligne alternatif avec une amplitude de déplacement de $\pm 100 \mu\text{m}$ à une fréquence de 10 Hz. Une charge normale de 86N est appliquée pendant l'essai de frottement, ce qui correspond à une pression de contact hertzienne maximale en début d'essai (sans usure) de 1,1GPa.

La fréquence du mouvement et la fréquence de la charge normale, sont mesurées, enregistrées et régulées pendant l'essai. La force tangentielle de contact est mesurée et enregistrée lors du frottement.

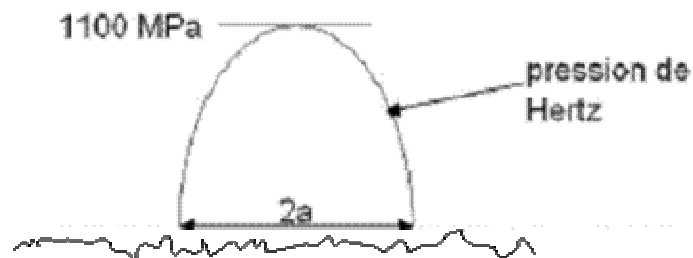


Figure 29 : Représentation schématique du contact sphère/plan selon la théorie de Hertz.

La figure 29 présente une schématisation du contact initial sphère/plan pour une charge normale appliquée de 86 N, a est le rayon du contact hertzien, on le nommera par la suite par a_H .

5.2 Evolution du coefficient de frottement :

L'évolution du coefficient de frottement conventionnel μ et le coefficient énergétique μ_e en fonction des cycles de fretting est présentée sur la figure 30. Nous remarquons que l'évolution de μ et μ_e présentent une évolution similaire. Les deux courbes sont superposées jusqu'à 2000

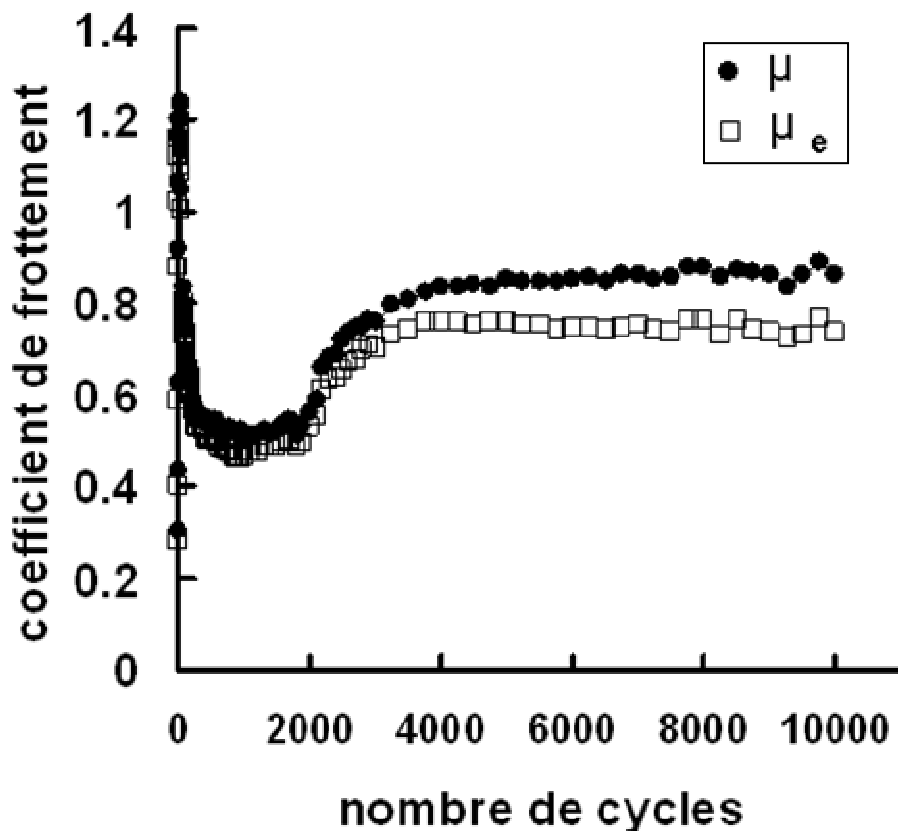


Figure 30 : Évolution du coefficient de frottement conventionnel et du coefficient énergétique du frottement en fonction du nombre de cycles de fretting du contact sphère/plan.

cycles, alors que le contact se stabilise on note une différenciation importante de μ et μ_e . La valeur de μ se stabilise aux alentours de 0.85 alors que μ_e se stabilise vers 0.75. Les valeurs moyennes sur l'ensemble de l'essai sont respectivement $\mu = 0.77$ et $\mu_e = 0.71$.

Par la suite on réalise des essais interrompus suivant l'évolution du coefficient de frottement (figure 31, 6 conditions de nombre de cycles, de 4 cycles à 10000 cycles) pour expertiser la structure des traces d'usure du plan et de la sphère en fonction de l'établissement du contact, on maintient toujours l'amplitude de glissement δg et de l'amplitude de débattement δ^* constantes durant tous les essais réalisés.

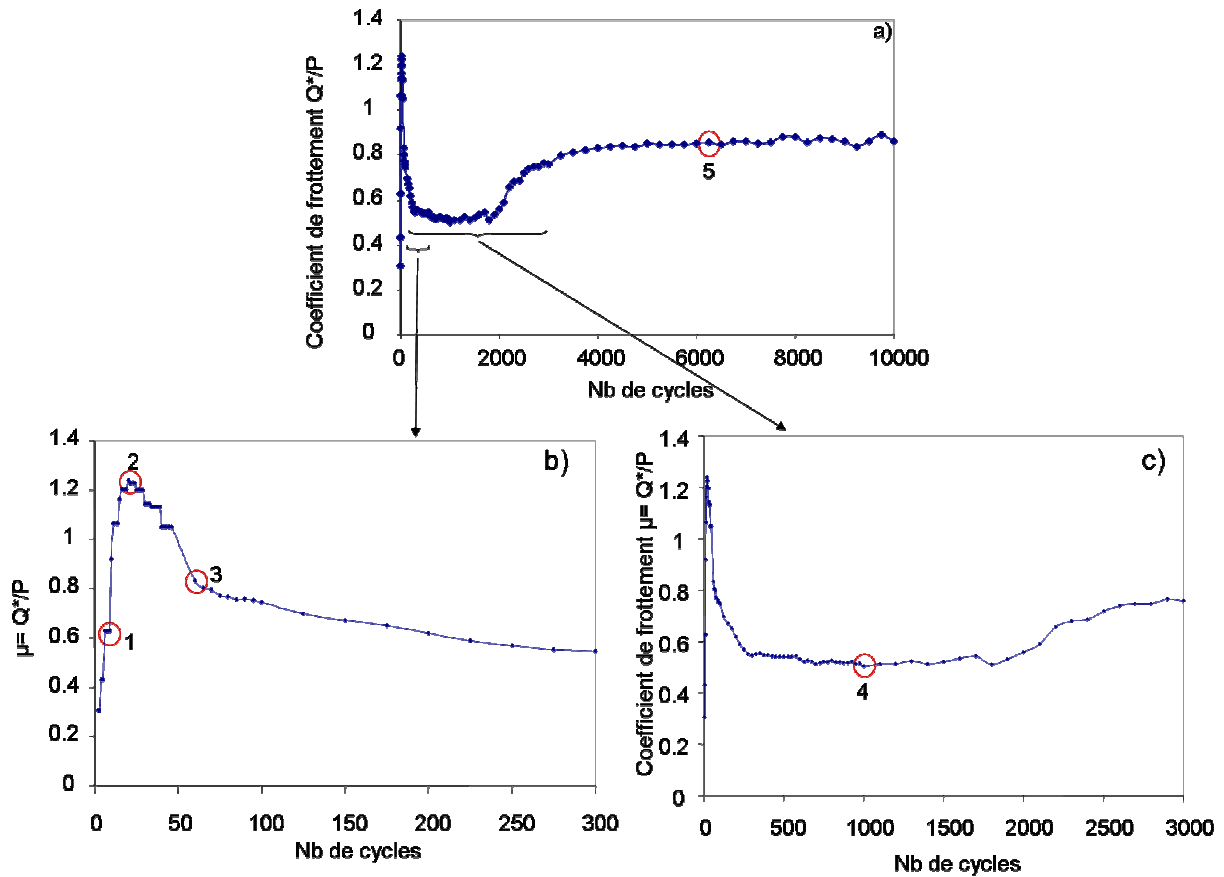


Figure 31 : Évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles pour le couple 100C6 sphère/plan ($F=86\text{ N}$, $\delta^*=100\text{ }\mu\text{m}$, $f=10\text{ Hz}$ et $R=12.7\text{ mm}$). a) Essai entier, b) zoom jusqu'à 300 cycles, c) zoom jusqu'à 3000 cycles et les cercles rouges indiquent les essais interrompus pour l'expertise des traces de fretting.

L'évolution du coefficient de frottement fait apparaître trois phases : pendant la première phase, nous constatons une augmentation du coefficient de frottement jusqu'à une valeur de 1.2 (jusqu'à 20 cycles) puis la seconde phase correspond à une chute jusqu'à 0.45 (jusqu'à 300 cycles) ensuite la troisième phase présente deux parties : la première une augmentation très progressive du coefficient de frottement de 0.45 à 0.75 (du 300^{ème} cycle à 3000^{ème} cycle) et enfin la deuxième partie de la troisième phase correspond à une stabilisation du coefficient de frottement autour de 0.85 (allant du 3000^{ème} cycle jusqu'à 10000^{ème} cycle).

5.3 Analyse de la trace d'usure :

Plusieurs techniques ont été utilisées pour comprendre l'évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles : la microscopie optique, la Microscopie Electronique à Balayage (MEB) ainsi que l'analyse EDX.

L'observation des traces d'usure au microscope optique après différentes durées de frottement permet de comprendre l'évolution de la création des débris et des oxydes en fonction du temps. Les deux surfaces, celle de la sphère et celle du plan, sont observées. La coloration de la trace d'usure donne des indications sur la présence d'oxydes.

Le MEB est utilisé afin de réaliser des analyses chimiques dans la trace d'usure et en dehors de la trace. Ces analyses confirment ou non la présence d'oxydes.

Pendant la première phase, l'augmentation très brutale du coefficient de frottement est associée à un contact métal/métal. Nous interrompons l'essai au quatrième cycle pour observer la surface (figure 32). Nous remarquons qu'il y a une grande surface non usée à

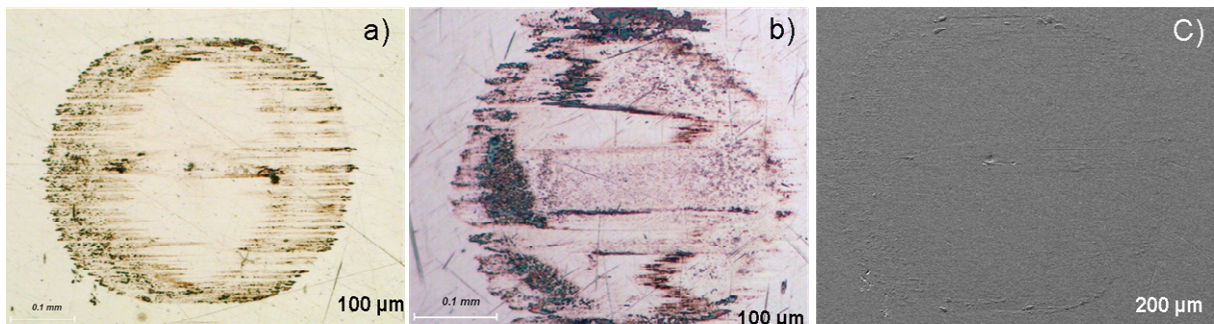


Figure 32: Traces d'usure sur les échantillons au quatrième cycle. a) Image au microscope optique du plan, b) Image au microscope optique de la sphère, c) Image au MEB du plan.

l'intérieur du contact et que nous avons une usure au bord du contact plus importante sur la sphère que sur le plan. La surface ne présente pas de débris oxydés en revanche les surfaces plus sombres font apparaître des transferts métal/métal qui expliquent la très forte augmentation du coefficient de frottement.

Ensuite on interrompt notre essai à 20 cycles lorsque l'augmentation du coefficient de frottement atteint son maximum pour observer l'évolution de la trace d'usure (figure 33), nous remarquons l'existence de quelques débris au bord du contact, comme le montre la

figure 33 (c) où ils sont compactés favorisant les phénomènes d'adhésion au bord du contact comme le montre la figure 33 (d).

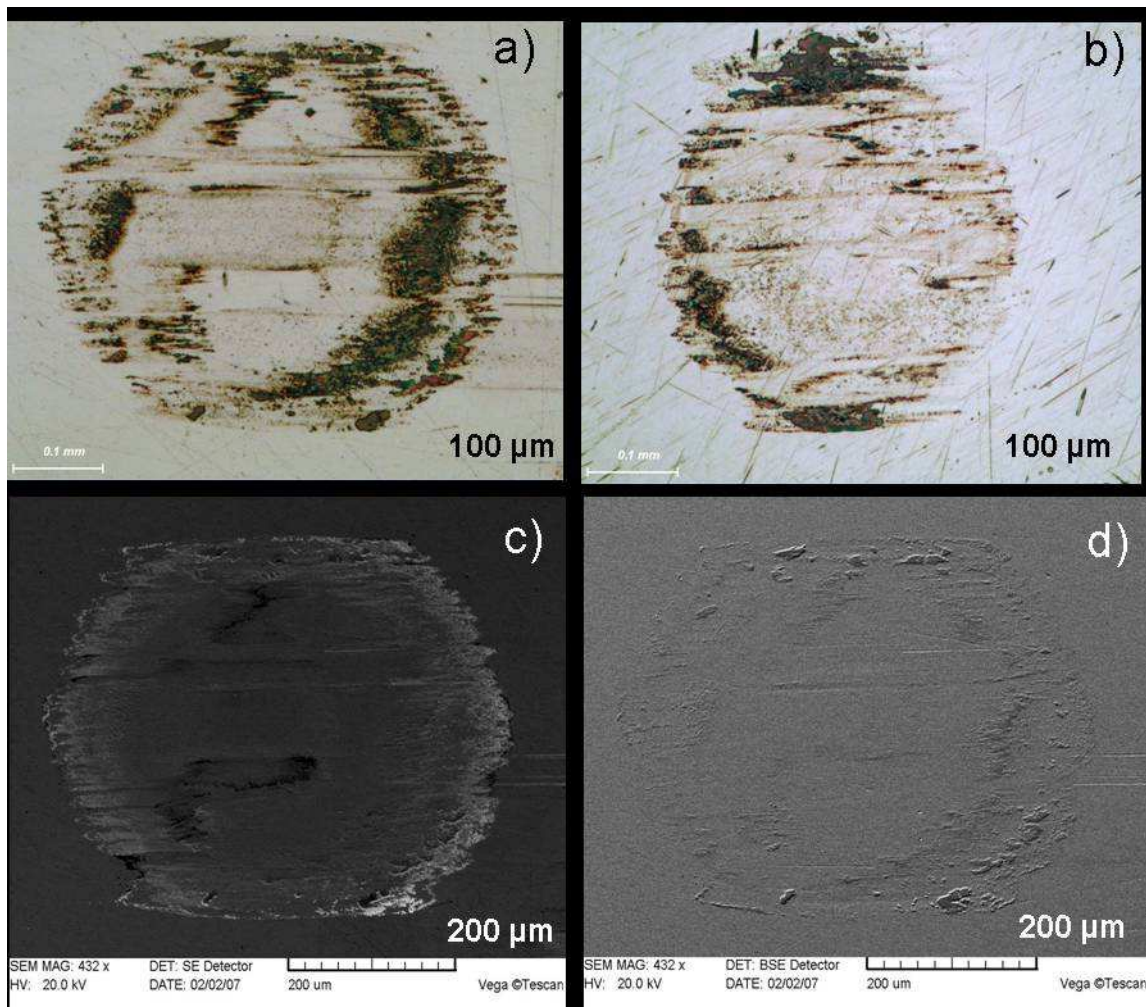


Figure 33: Traces d'usure sur les échantillons au vingtième cycle. a) Image au microscope optique du plan, b) Image au microscope optique de la sphère, c) et d) Image au MEB des traces d'usure.

Des analyses EDX dans la trace d'usure ont pour but d'affirmer ou non la présence d'oxydes dans la trace d'usure.

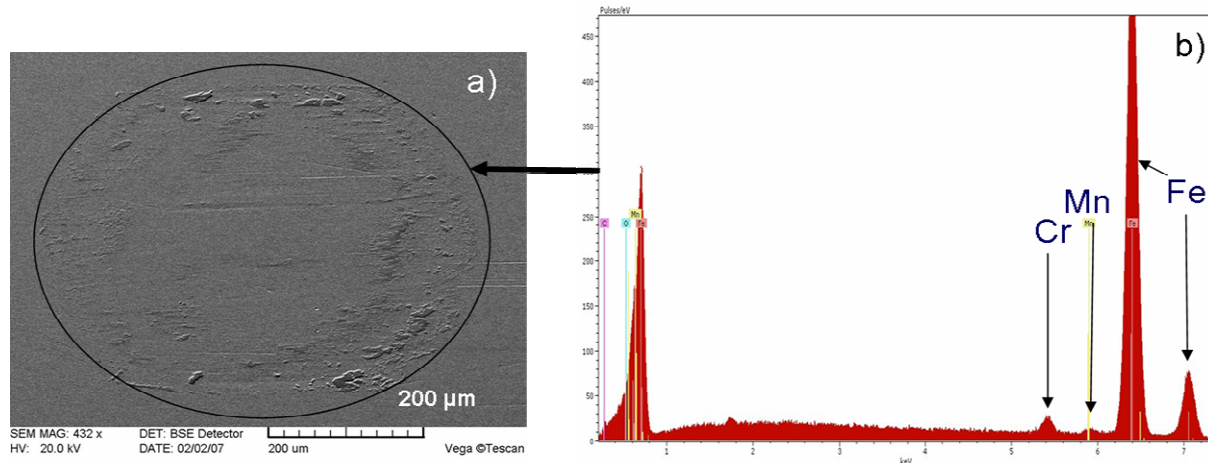


Figure 34 : Analyse chimique de la trace d'usure sur un échantillon après 20 cycles de frottement, a) image MEB de la trace d'usure, (b) analyse EDX de la trace.

La figure 34 (a) montre une image MEB de la trace d'usure d'un échantillon après 20 cycles de frottement. Une analyse EDX de la trace d'usure (figure 34 b) montre les éléments détectables suivants :

Élément	Atome %
Carbone	16.22
oxygène	0.004
Chrome	1.76
Fer	82

Tableau 4 : éléments détectés dans la trace d'usure à 20 cycles.

Ce tableau montre qu'il y a très peu d'oxydes dans la trace d'usure à 20 cycles.

Les figures 33 et 34 confirme une généralisation des interactions métal-métal après seulement 20 cycles ce qui permet d'expliquer la très forte valeur du coefficient de frottement.

Dans la deuxième phase durant la chute du coefficient de frottement, on interrompt l'essai au 60^{ème} cycle. Le coefficient de frottement est de l'ordre de 0.8. La figure 35 montre les différentes surfaces observées.

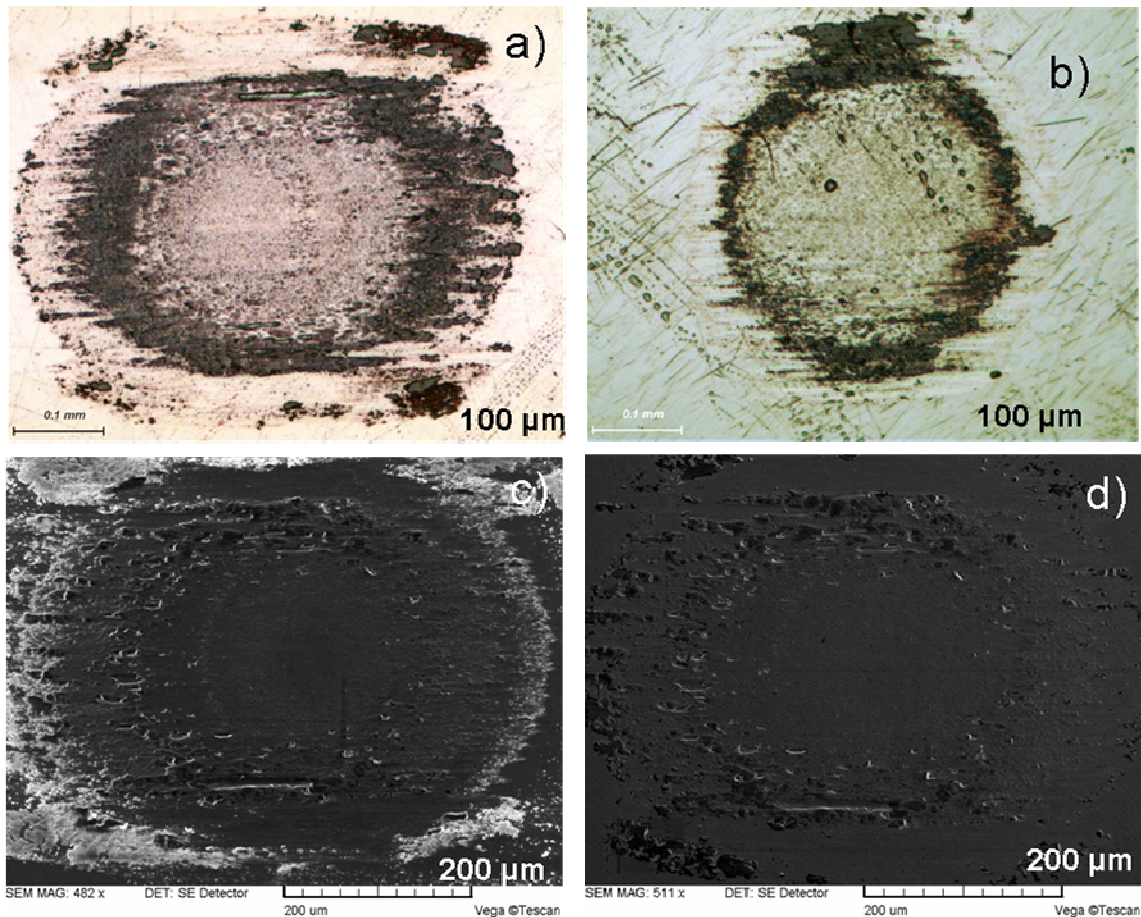


Figure 35 : Trace d'usure après 60 cycles de frottement, a) image optique du plan, (b) image optique de la sphère, (c) image au MEB avant nettoyage et (d) image au MEB après nettoyage.

On remarque qu'on a un enlèvement de matière à l'intérieur du contact (Figure 35a, 35b et 35d). La chute du coefficient de frottement dans la deuxième phase est due à la présence des débris très oxydés (figure 35c, les débris de couleur blanche observés à l'aide du MEB qui sont éjectés au bord du contact). Après nettoyage on montre l'existence d'oxydes sur la surface usée, cependant l'analyse EDX montre des résultats similaires à ceux observés après 20 cycles avec quelques traces d'oxygène (0.004%) sur la surface usée.

Pour localiser ces traces d'oxydes on réalise des analyses suivant une ligne dite « line scan », ces analyses sont effectuées ligne par ligne sur la surface de la trace usée global.

Une de ces lignes montre la présence de quelques traces d'oxyde sur les matières compactées au bord de la trace d'usure comme la montre la figure 36.

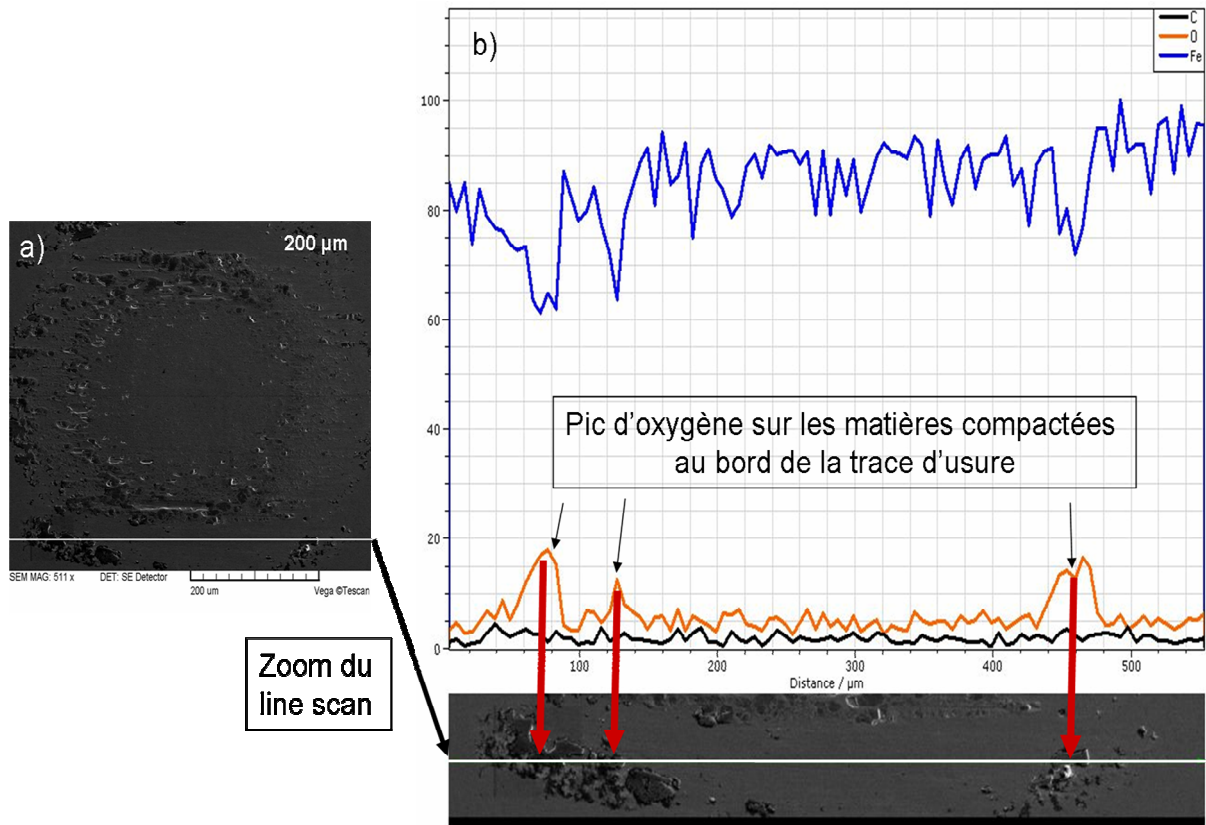


Figure 36 : Analyse line scan de la trace d'usure sur un échantillon après 60 cycles de frottement, a) image MEB d'une line scan d'un plan, (b) Zoom de la line scan avec les résultats d'EDX de cette line scan.

En conclusion on déduit qu'après 60 cycles, des premiers débris oxydés sont formés et permettent une réduction partielle du coefficient de frottement. Ces débris sont cependant peu nombreux et peu adhérents dans l'interface (car facilement éliminés). Ceci permet d'expliquer que le coefficient de frottement à cette étape reste relativement élevé. Leur accumulation en bordure de contact laisse supposer une modification du transfert de charge et une portance de la pression sur les bords du contact.

Un quatrième test est réalisé et interrompu après 1000 cycles. Cette condition de sollicitation correspond au coefficient de frottement le plus faible ($\mu = 0.5$).

Pour interpréter le comportement tribologique il est intéressant de comparer les observations optiques et MEB (Fig. 37) et l'analyse de surface du contact (Fig. 38).

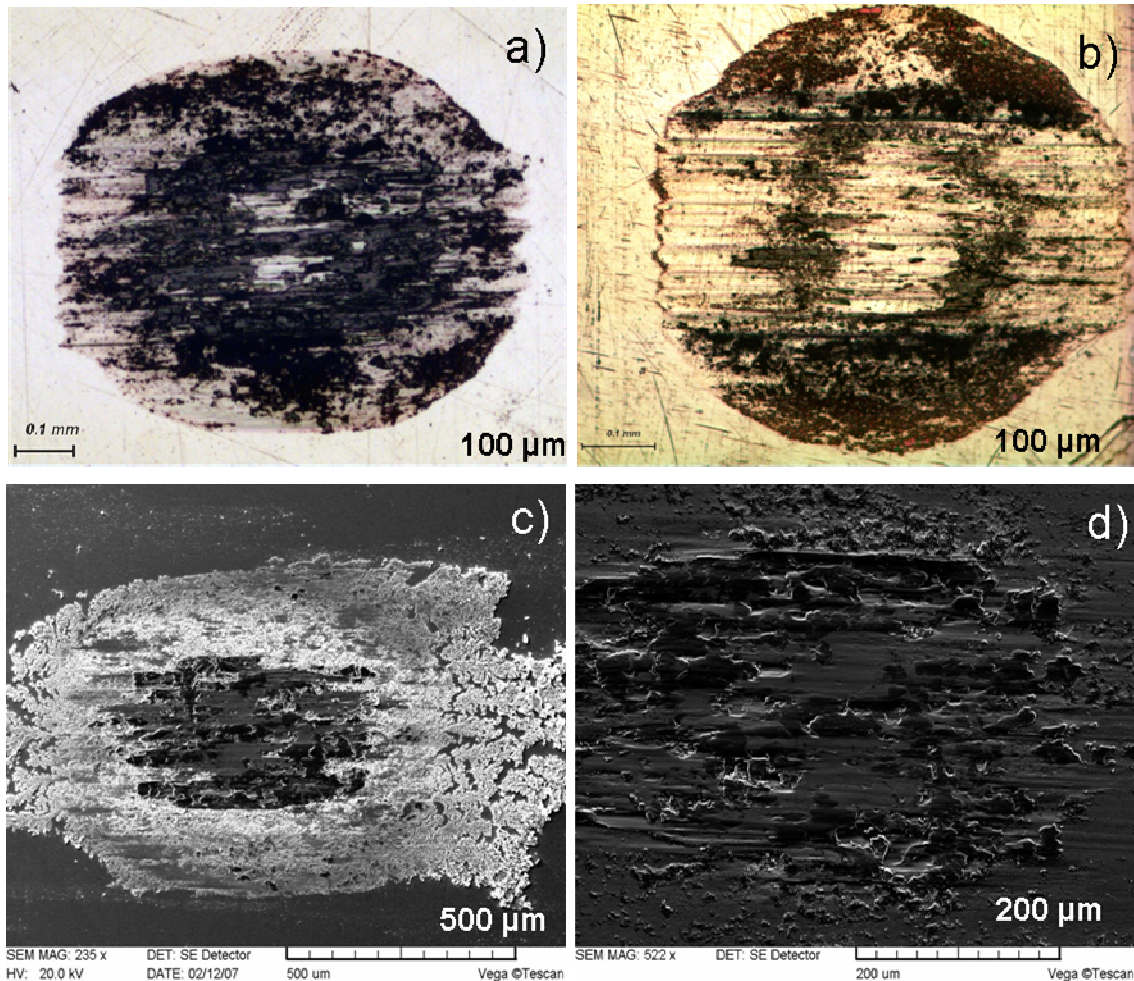


Figure 37 : Trace d'usure sur un échantillon après 1000 cycles de frottement, a) image optique du plan, (b) image optique de la sphère, (c) image au MEB plan avant nettoyage et (d) image au MEB plan après nettoyage.

La figure 37 montre que la matière enlevée est répartie sur toute la surface de la sphère et du plan (figure 37 a), b) et c)). La figure 37c confirme la présence d'une grande quantité d'oxydes en surface, avant le nettoyage, principalement répartis sur la périphérie du contact.

En revanche, après nettoyage la quantité des débris oxydés est beaucoup plus faible.

L'analyse EDX (Fig. 38) confirme cependant la présence d'une grande quantité d'oxygène en provenance des débris adhérents dans l'interface.

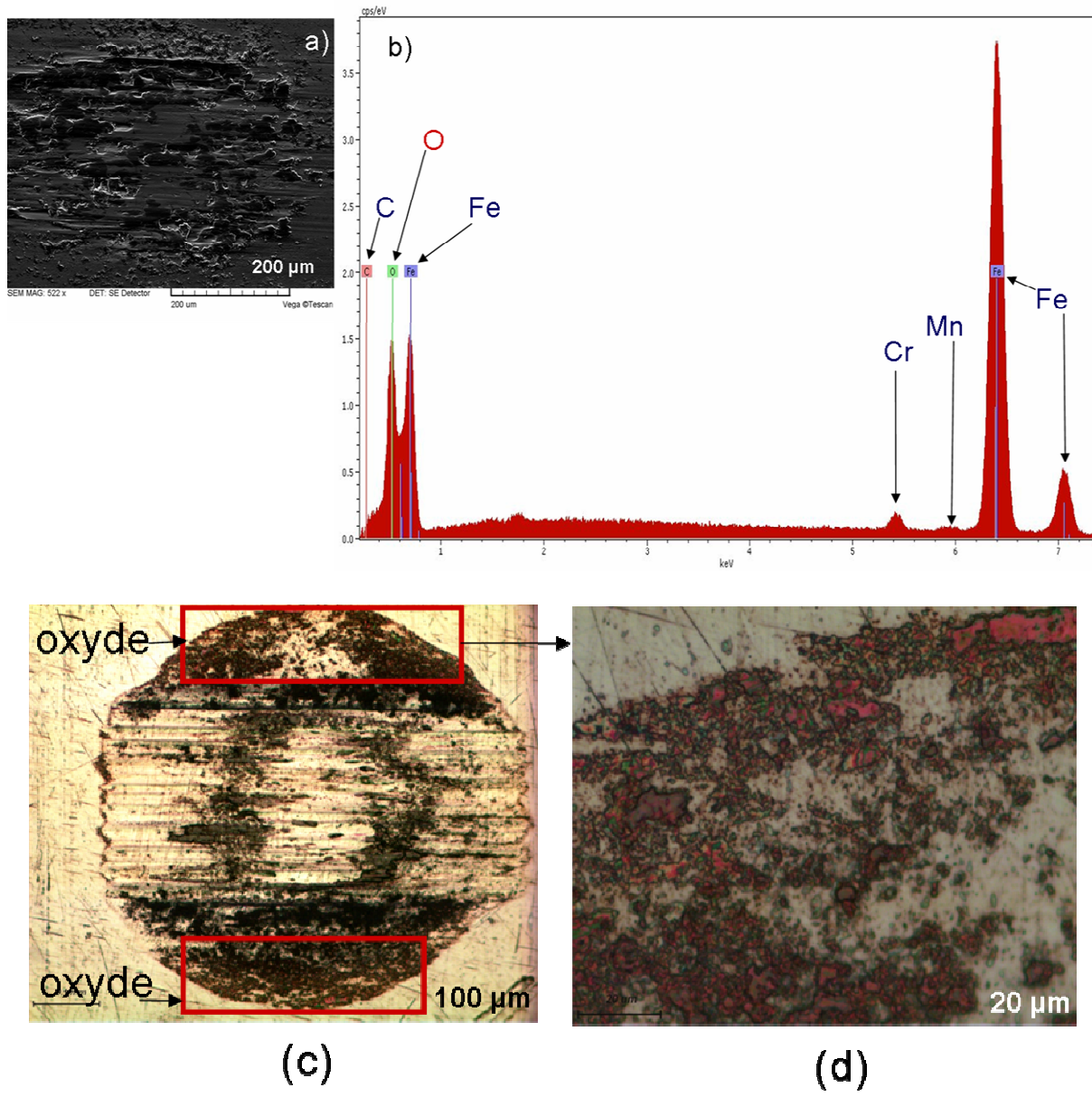


Figure 38: Analyse chimique de la trace d'usure sur un échantillon du plan et de la sphère après 1000 cycles de frottement, a) image MEB de la trace d'usure du plan, (b) analyse EDX de la trace, (c) image optique de la sphère et (d) zoom de la partie oxydée de la sphère.

La figure 38 confirme aussi l'existence de débris oxydés sur la sphère surtout au bord du contact. La concentration en oxydes est confirmée par l'analyse semi quantitative (Tableau 5).

Élément	Atome %
Carbone	16.9
oxygène	15.6
Chrome	1.5
Fer	65.8

Tableau 5 : éléments détectés dans la trace d'usure à 1000 cycles.

Ce que nous pouvons retenir c'est que l'interface associée au plus faible coefficient de frottement correspond à une structure avec beaucoup de débris oxydés très pulvérulents car très facilement éliminés (comparaison des observations MEB avant et après nettoyage).

Principalement localisé sur les bords externes du contact, ce lit de débris très accommodant permet d'obtenir un coefficient de frottement relativement faible.

La présence de débris plus compactés et adhérents signale l'activation d'un processus de « Mécano Alloying » et la création au niveau des premiers corps de débris compactés plus adhérents.

Le 5^{ème} point analysé correspond à une durée d'essai de 6000 cycles. Il correspond à l'état stabilisé du contact avec une valeur de coefficient de frottement de l'ordre de 0.8 qui est sensiblement supérieure au point d'intermédiaire 5.

La figure 39 illustre la structure de l'interface. On retiendra que ces observations ont été réalisées après nettoyage des surfaces.

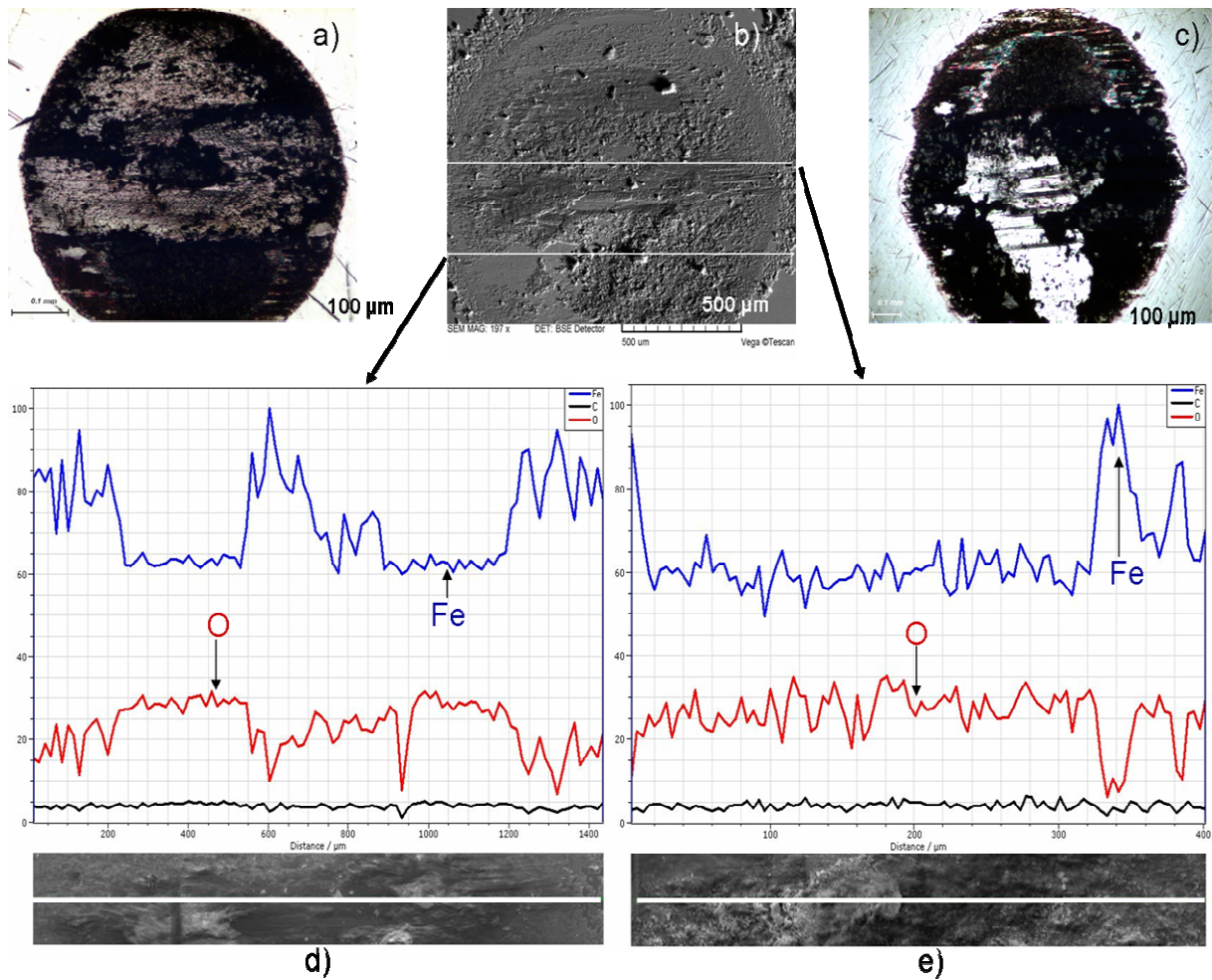


Figure 39 : Traces d'usure et analyse chimique des traces d'usure sur un échantillon après 6000 cycles de frottement, a) image optique du plan, (b) image MEB du plan, (c) image optique de la sphère, (d) zoom d'analyse line scan au bord du contact et (e) zoom d'analyse line scan au milieu de la trace d'usure.

On peut conclure qu'une couche d'oxyde compactée et adhérente est répartie sur toute la surface du contact (figure 39d et 39 e). On confirme la très grande quantité d'oxydes associée aux débris adhérents par l'analyse semi quantitative EDX (Tableau 6).

Élément	Atome %
Carbone	10.6
oxygène	28.3
Chrome	1.4
Fer	59.6

Tableau 6 : éléments détectés dans la trace d'usure à 6000 cycles.

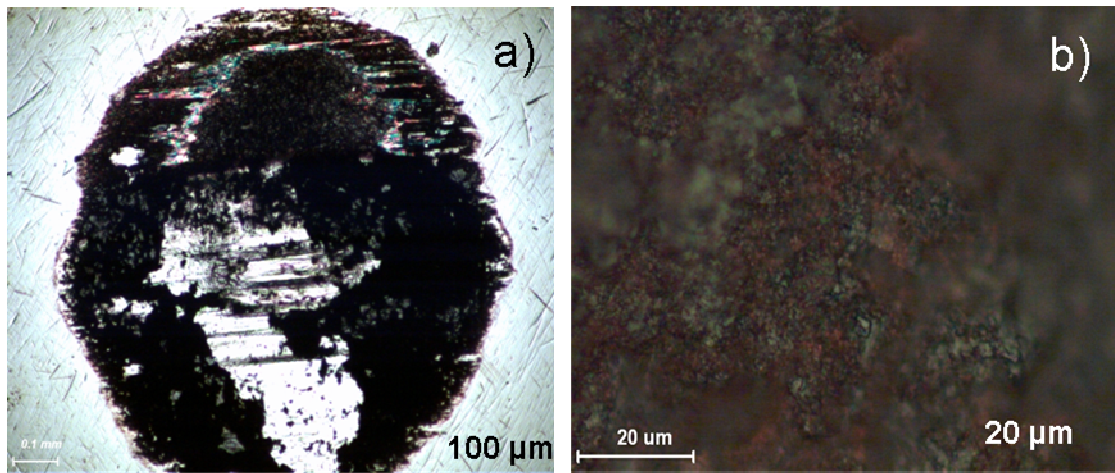


Figure 40: Traces d'usures sur les échantillons après 6000 cycles. a) Image au microscope optique de la sphère, b) zoom de la trace d'usure.

La figure 40 confirme qu'une évolution similaire à celle observée sur le plan est activée sur la sphère. En effet, même après nettoyage des surfaces, on observe une très grande quantité d'oxydes compactés adhérents sur la surface.

En conclusion on montre que le processus déjà observé après 1000 cycles de compaction du troisième corps se généralise. L'interface évolue donc d'une structure peu adhérente d'un troisième corps pulvérulent vers un troisième corps compacté, très adhérent.

Cette évolution de la rhéologie du troisième corps, qui donne lieu à un 3^{ème} corps adhérent et moins complaisant que le lit de débris pulvérulent, peut expliquer l'augmentation du coefficient de frottement du second minimum à $\mu = 0.5$ jusqu'au palier stabilisé à $\mu = 0.8$.

6 Discussions et synthèse:

L'analyse couplée entre l'évolution du coefficient de frottement et la structure de l'interface nous permet d'établir le scénario tribologique suivant (Fig. 41).

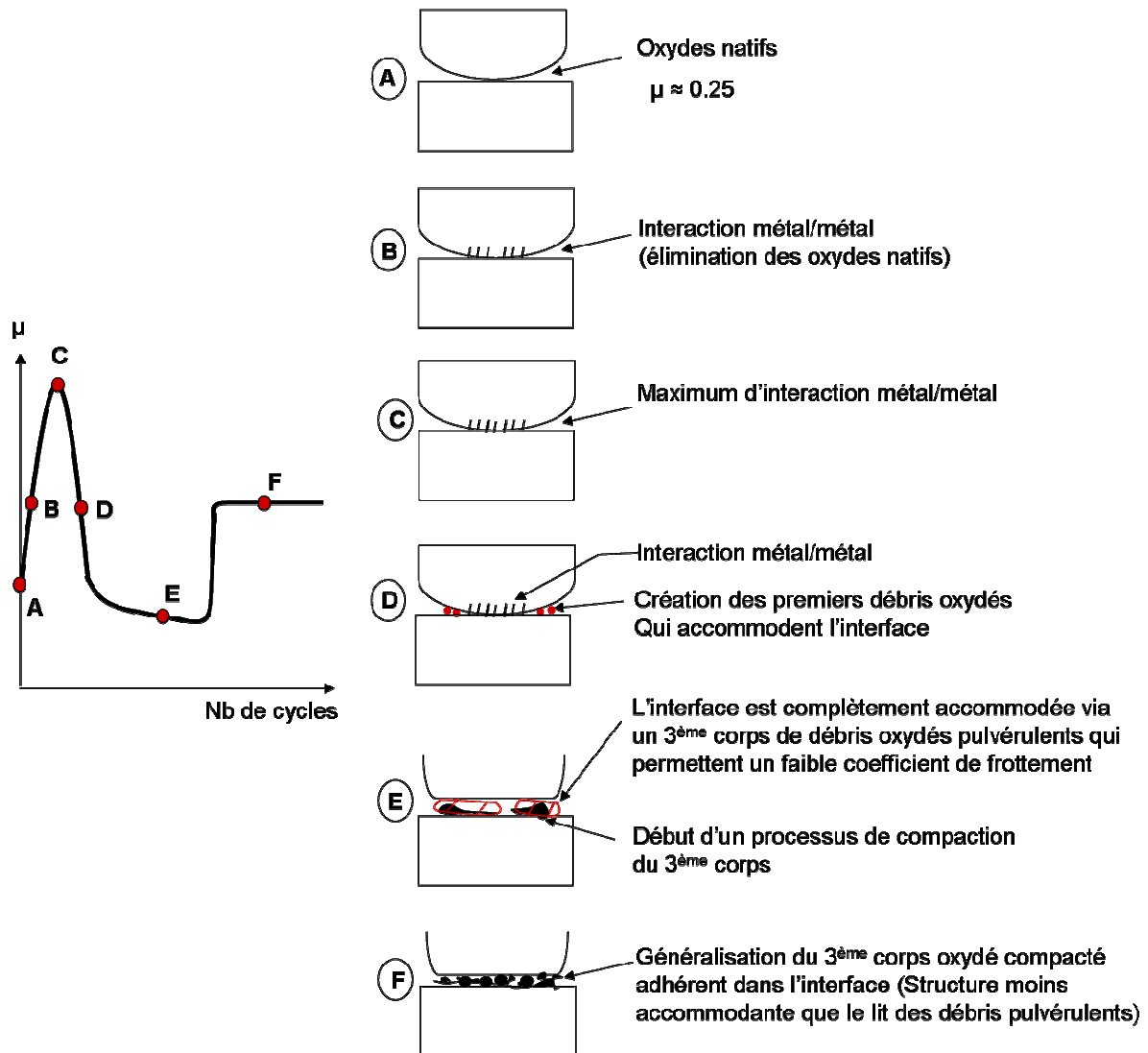


Figure 41 : Illustration du scénario décrivant l'évolution de l'interface et celle associée du coefficient de frottement.

Le très faible coefficient de frottement observé au début de l'essai correspond à une interface impliquant les oxydes natifs (A).

Très rapidement la couche d'oxydes est éliminée et on observe une brusque augmentation du coefficient de frottement liée à l'activation d'interactions métal/métal (B).

Les interactions métal/métal généralisent et engendrent un maximum de cisaillement dans l'interface (C).

Les très fortes sollicitations générées dans l'interface engendrent la formation des débris qui s'oxydent. L'interface est plus accommodante et le coefficient de frottement tend à diminuer (D).

La formation de débris pulvérulents se généralise et finalement écrante les interactions métal/métal. Totalement accommodée par un troisième corps très pulvérulent, réparti sur la périphérie du contact, l'interface présente alors un second minimum de son coefficient de frottement (E).

Sous l'action mécanique du chargement de fretting le lit de débris tend alors à se compacter. Il devient plus adhérent et se généralise sur l'ensemble de l'interface. Moins complaisant que le lit débris pulvérulent (étape E) il présente un coefficient de frottement plus élevé (F) de l'ordre de ($\mu=0.8$).

Si l'évolution entre les étapes A et E est classiquement décrite dans la littérature, la transition entre E et F que nous avons analysé fait clairement apparaître l'influence de la rhéologie dans l'interface.

Ayant analysé la réponse du coefficient de frottement du contact sec 100Cr6/100Cr6 nous aborderons dans le prochain chapitre la réponse vis-à-vis de l'usure.

III. Analyse quantitative du comportement tribologique (frottement et usure) du contact sec 100C6/100C6 sous sollicitations de fretting wear :

Ce chapitre présente l'endommagement sous sollicitations de fretting wear pour différentes échelles de contacts sphère/plan et cylindre/plan. L'objectif est d'étudier et de formaliser l'impact de la taille de contact sur la cinétique d'usure. Nous étudions successivement le contact sphère/plan et le contact cylindre/plan.

1. Configuration sphère/ plan :

1.1 Méthodologie expérimentale :

1.1.1 Géométries et chargements

Afin de formaliser l'effet d'échelle vis-à-vis de la cinétique d'usure du couple 100Cr6 /100Cr6, nous avons utilisé un contact sphère/ plan. L'effet d'échelle est étudié en considérant différents rayons de sphères. Les différents contre-corps étudiés sont illustrés par la figure 42.

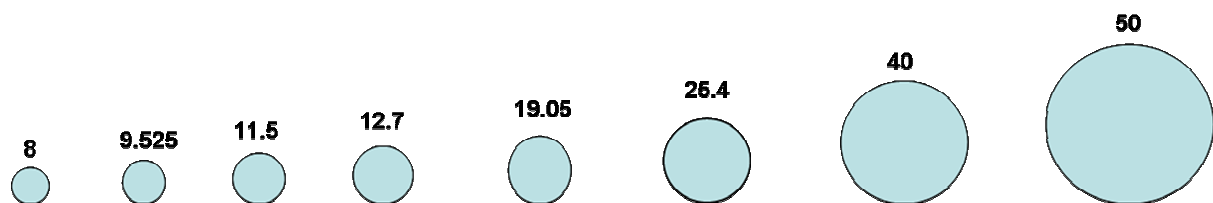


Figure 42: Différentes géométries du contact sphère/plan utilisées durant toute l'étude. Les valeurs numériques sur les sphères sont les rayons exprimés en mm allant de 8 mm jusqu'à 50 mm.

La plupart des recherches sur l'usure par fretting concernent des paramètres tels que l'amplitude du déplacement, l'amplitude du glissement, la force normale, la force tangentielle... Dans cette étude, j'ai cherché à analyser un nouveau paramètre qui est l'aire de contact ceci en faisant varier le diamètre de la sphère. Le rayon de l'aire de contact hertzien est désigné par a_H . Les différents paramètres du contact comme la force normale P (N) et le rayon de contact a_H sont calculés à partir de la théorie de Hertz.

Quatre stratégies expérimentales ont été mises en place.

1. Dans un premier temps nous avons cherché à étudier l'impact de la pression sur la cinétique d'usure. Nous verrons par la suite que l'aire de contact a une influence significative sur la cinétique d'usure. Aussi de façon à limiter l'impact de ce dernier paramètre, notre stratégie expérimentale a consisté à travailler à iso aire de contact soit $a_H = \text{cte} = 600 \mu\text{m}$. Cette démarche est rendue possible en ajustant la force normale appliquée pour différents rayons de sphère. Les conditions opératoires retenues sont présentées dans la figure 43. L'amplitude de glissement est maintenue constante $\delta g = \text{cte} = \pm 300 \mu\text{m}$.

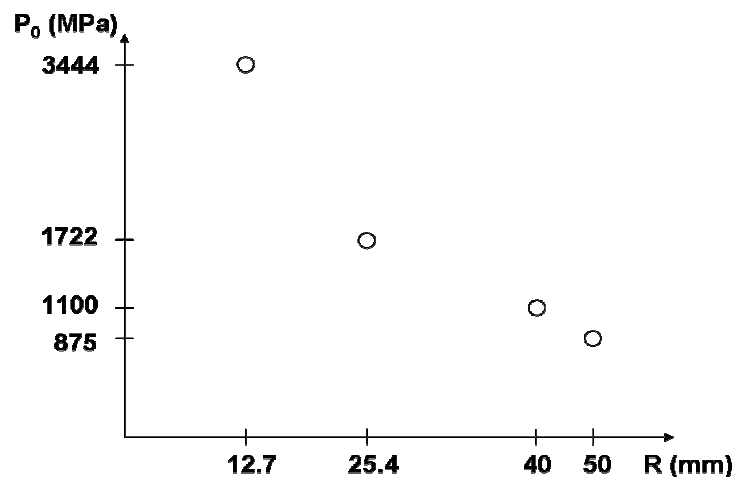


Figure 43 : Gamme de sollicitations étudiée par les différentes géométries de contact afin de garder le même rayon de contact hertzien $a_H = 600 \mu\text{m}$.

2. Pour étudier l'impact de l'aire de contact on ajuste le contact de façon à appliquer une pression maximale constante ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$) pour une amplitude de glissement constante ($\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$). Cette stratégie permet alors d'étudier différents rayons de contact a_H et donc d'évaluer les effets d'échelle. Le rayon de contact hertzien a_H varie en fonction du rayon de la sphère.
3. Dans l'analyse précédente (point 2) nous avons considéré une amplitude de glissement constante. Or il existe potentiellement un effet de couplage entre l'aire de contact et

l'amplitude de glissement. De façon à éliminer cette perturbation une seconde série d'essais a été réalisée de façon à maintenir constante la pression de Hertz ($p_0 = 1100$ MPa) pour différents rayons de contact a_H mais en maintenant constant le ratio $\delta g/a_H$. Trois valeurs ont été analysées : $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$. La matrice des essais réalisés est présentée dans la figure 44.

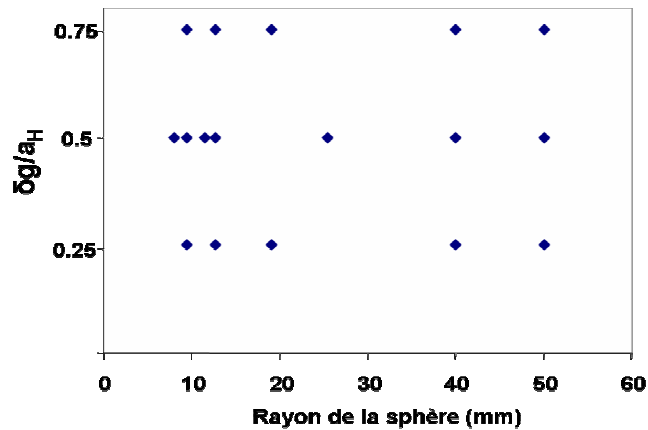


Figure 44 : Gamme de sollicitations étudiées pour différentes géométries de contact et différents rapports $\delta g/a_H$ ($\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$).

4. Enfin un dernier aspect a concerné l'étude de l'impact de la pression sur la cinétique d'usure pour différentes tailles de contact. Comme pour le point 3, on considère une valeur constante du rapport $\delta g/a_H = 0.5$, ceci pour trois valeurs de pression maximale p_0 ($p_0 = 800$ MPa, $p_0 = 1100$ MPa et $p_0 = 1400$ MPa). La matrice des conditions étudiées est présentée dans la figure 45.

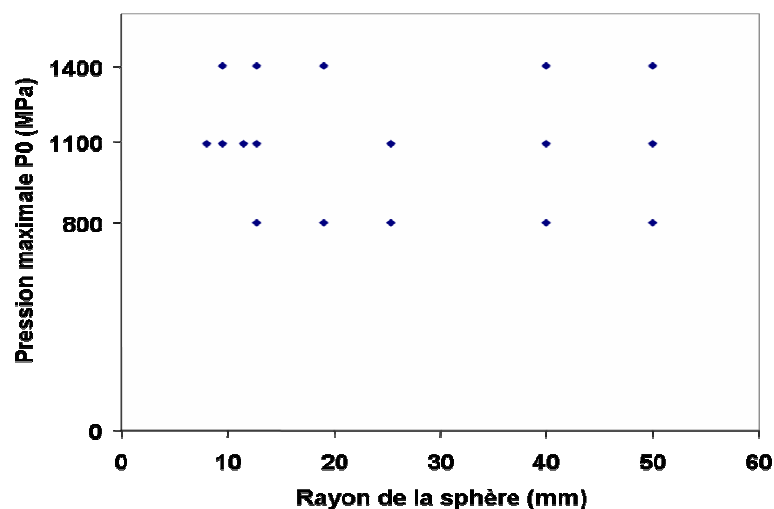


Figure 45 : Gamme des sollicitations étudiées pour différentes géométries de contact en faisant varier p_0 ($p_0 = 800$ MPa, $p_0 = 1100$ MPa et $p_0 = 1400$ MPa) pour un $\delta g/a_H = 0.5$.

Tous les essais sont réalisés à une fréquence de 10 Hz ceci pour un contact sec. La température ambiante et l'humidité ambiante sont mesurées par des capteurs. Pour chaque condition étudiée, on fait six essais de 1000, 2000, 4000, 6000, 8000 et 10000 cycles pour décrire la cinétique d'usure de chaque condition.

1.1.2 Moyens expérimentaux mis en oeuvre:

Comme indiqué dans le chapitre 2, nous avons utilisé deux machines NENE et MTS. On a nommé la machine NENE, machine I et la machine MTS, machine II.

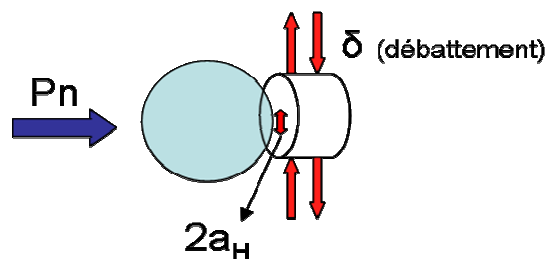
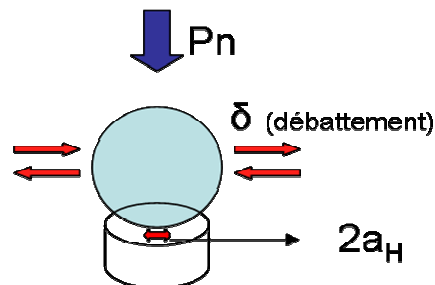
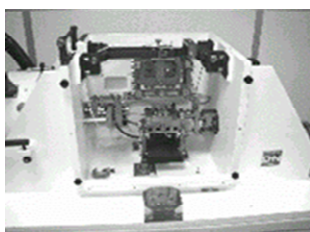
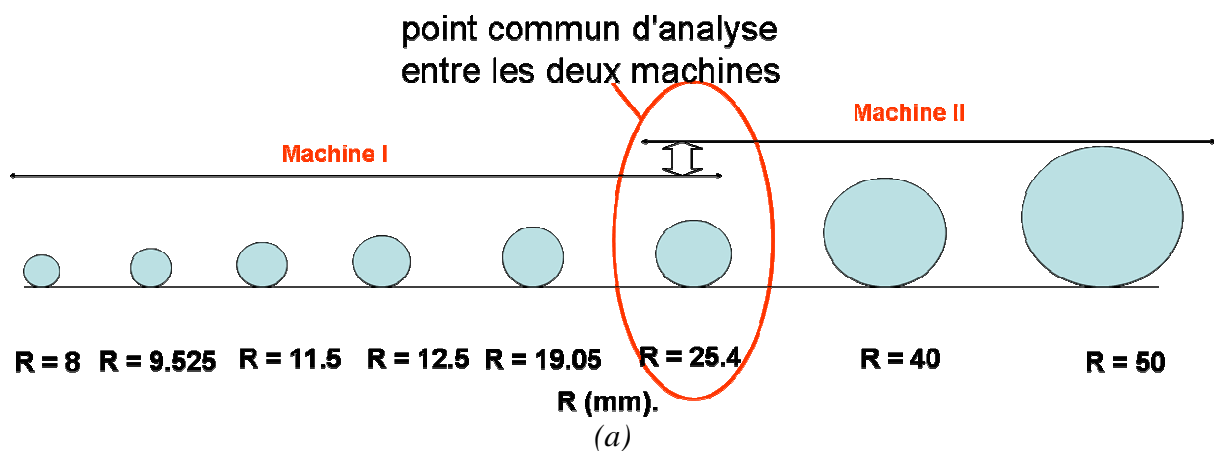


Figure 46: (a) Utilisation des rayons des sphères selon la capacité en charge de chaque machine, le rayon de sphère de 25.4 mm est commun aux deux machines, (b) Machine I, le déplacement de la sphère est horizontal et (c) Machine II, le déplacement du plan est vertical.

La figure 46 illustre les cinq rayons de sphères (8, 9.525, 11.5, 12.5, 19.05 et 25.4 mm) utilisés sur la NENE et les trois rayons de sphères (25.4, 40, et 50 mm) utilisés sur la MTS. Le rayon 25.4 mm est le rayon commun aux deux machines mis en place pour valider le passage entre les deux machines en termes d'usure et de réponse en frottement.

De façon à garantir la relation de passage entre les deux essais, un certain nombre d'essais (3essais) a été réalisé et comparé pour le rayon de sphère commun $R= 25.4$ mm.

La figure 47 montre une quasi superposition des courbes de frottement et donc confirme la cohérence du comportement tribologique entre les deux essais.

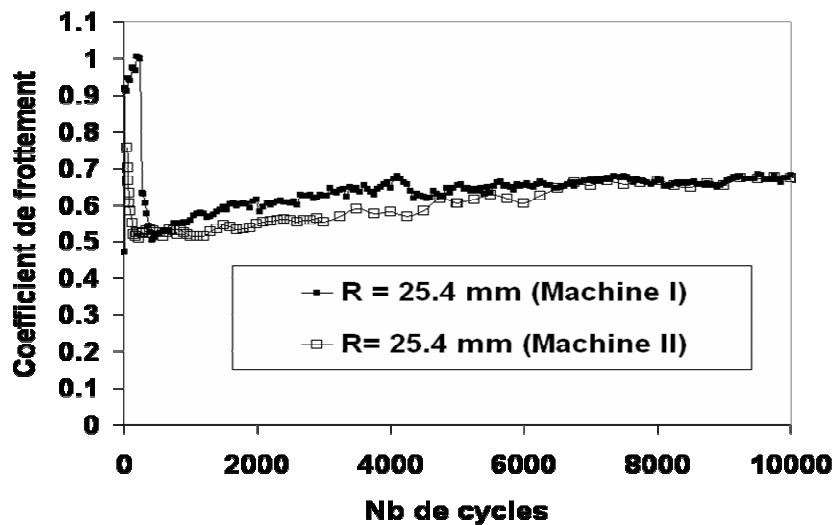


Figure 47: Évolution du coefficient de frottement du même contact sphère/plan sur les deux machines ($R=25.4$ mm, $p_0 = 1100$ MPa, $P= 340$ N, $\delta g/a_H= 0.5$, $\delta g= +/- 192$ μ m).

En termes d'usure, le volume total d'usure de la sphère de rayon 25.4 mm et du plan effectué sur la machine I donne une valeur de 47 423 768 μ m³ et le volume total d'usure de la sphère de rayon 25.4 mm et du plan effectué sur la machine II donne une valeur de 45 324 065 μ m³. La variation en termes d'usure, entre les 2 machines, est de moins de 5% ce qui confirme la continuité en termes d'usure entre les deux machines.

Ce résultat montre aussi que l'orientation du contact a peu d'influence sur le comportement tribologique. En effet l'usure et le frottement sont similaires que le contact soit vertical ou horizontal de sorte que l'effet de la gravité peut être négligé.

1.2 Impact de la pression sur la cinétique d'usure à iso dimension

($a_H = \text{cte}$) du contact:

Le but de cette étude est d'analyser l'influence de la pression sur la cinétique d'usure en gardant le même rayon de contact pour tous les rayons de sphère.

Ainsi p_0 varie alors que a_H , δg et donc $\delta g/a_H$ restent constants.

1.2.1 Conditions expérimentales :

La stratégie expérimentale consiste à maintenir un même rayon de contact ($a_H = 600 \mu\text{m}$) pour les essais. On applique une valeur constante, pour l'amplitude de glissement, égale à la moitié du rayon de contact ($\delta g/a_H = 0.5$ soit une amplitude de glissement $\delta g = \pm 300 \mu\text{m}$, tableau 7). Pour chaque condition on réalise 6 essais (1000, 2000, 4000, 6000, 8000 et 10000 cycles).

R (mm)	p_0 (MPa)	P (N)	a_H (μm)	δg (μm)
12.7	3444	2610	600	+/-300
25.4	1722	1305	600	+/-300
40	1100	840	600	+/-300
50	900	660	600	+/-300

Tableau 7: Conditions opératoires des essais mis en place pour étudier l'impact de la pression ($\delta g/a_H = 0.5$).

1.2.2 Evolution du coefficient de frottement (μ_e) :

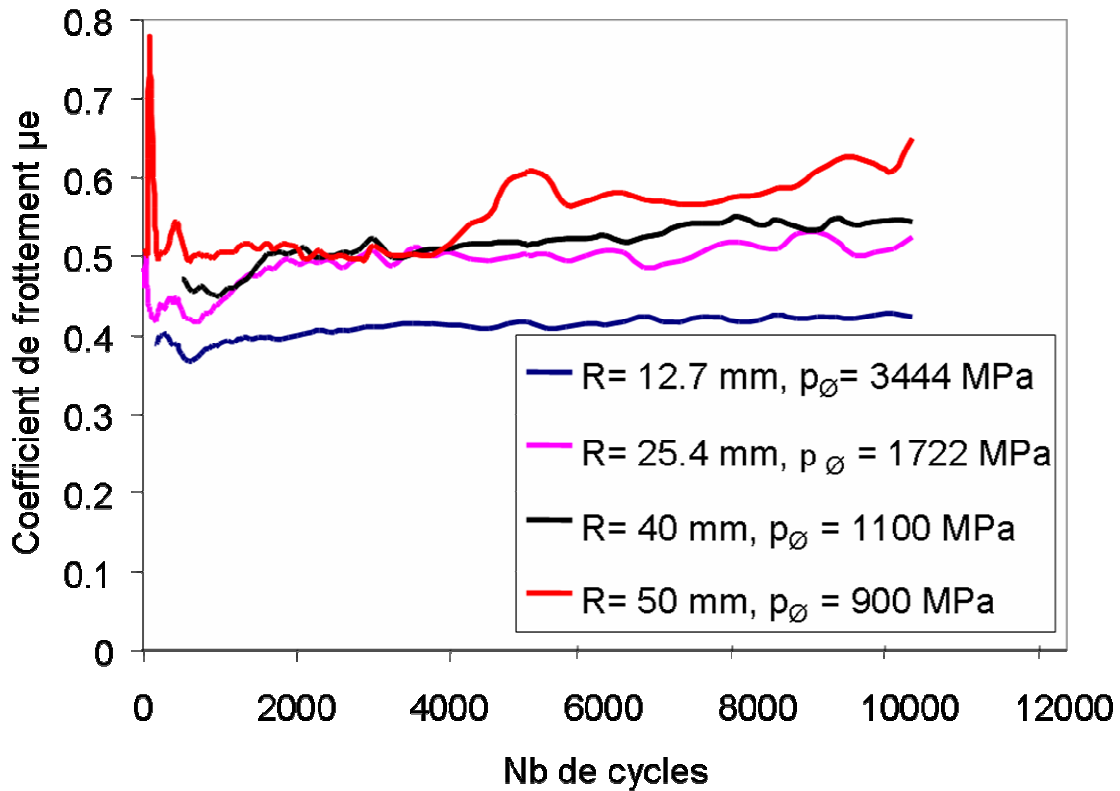


Figure 48: Évolution du coefficient de frottement énergétique en fonction de la pression ($a_H = 600 \mu m$, $\delta g = \pm 300 \mu m$)

Afin d'appréhender l'impact de la pression pour une même dimension de contact nous traçons le coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles pour les conditions opératoires appliquées (tableau 7). La figure 48 montre qu'après une augmentation rapide du coefficient de frottement jusqu'à 0.8 celui-ci décroît tout aussi rapidement pour se stabiliser à une valeur proche de 0.5. On remarque que dans le domaine de pression compris entre 900 et 1722 MPa le coefficient de frottement énergétique reste constant de l'ordre de 0.5. Pour des conditions de pression plus élevée (condition à 3444 MPa) le coefficient de frottement est sensiblement plus faible, de l'ordre de 0.4.

Pour illustrer cet aspect on trace l'évolution du coefficient de frottement moyen en fonction de la pression hertzienne initiale (figure 49).

On remarque que pour le domaine intermédiaire de pression $p_0 < 1722$ MPa, le coefficient de frottement est stabilisé à 0.5 en revanche pour les très fortes pressions ce dernier est plus faible de l'ordre de 0.4.

Globalement on montre qu'à iso taille de contact la pression tend à diminuer le coefficient de frottement, que cette diminution est observable uniquement pour les très fortes pressions

$p_0 > 2\text{GPa}$. Mais que globalement, pour les conditions étudiées l'influence de la pression reste faible. Nous verrons par la suite que l'influence de l'aire de contact est beaucoup plus significative.

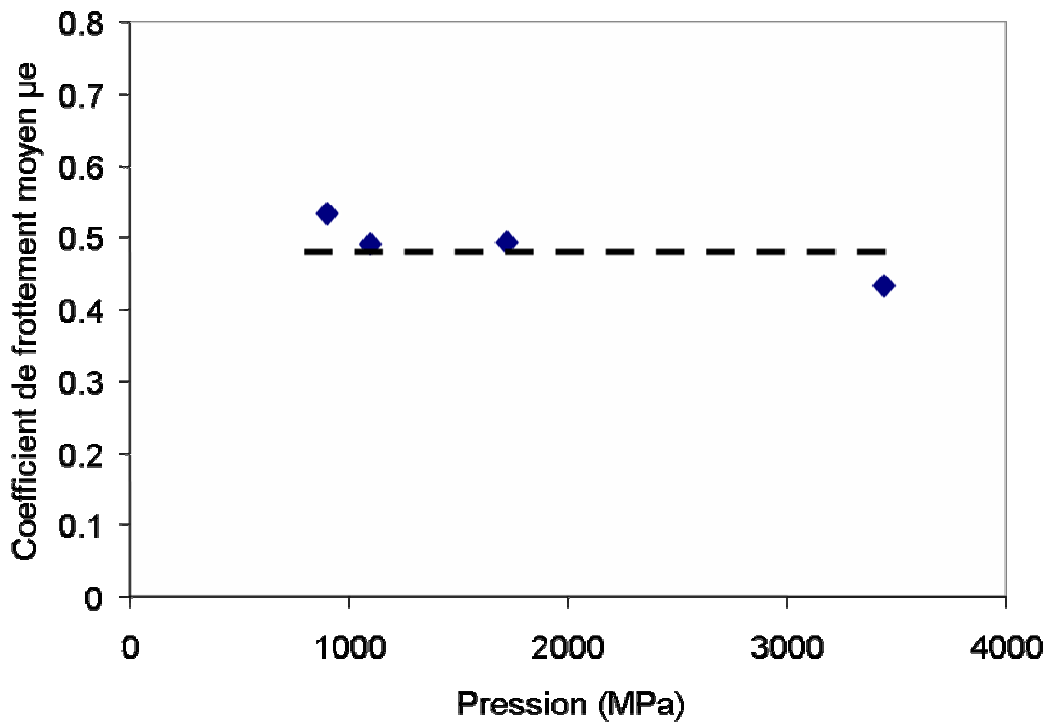


Figure 49: Evolution du coefficient de frottement moyen en fonction de la pression ($a_H = 600 \mu\text{m}$, $\delta g = \pm 300 \mu\text{m}$)

1.2.3 Analyse de la cinétique d'usure :

1.2.3.1 Cinétique d'usure d'Archard:

Le coefficient d'usure d'Archard K classique est défini dans le chapitre 1 (Page 29, Eq.2). On rappelle que pour une sollicitation de fretting le coefficient d'Archard est exprimé par :

$$K = \frac{V}{PS} = \frac{V}{\sum_{i=1}^N 4 \cdot \delta g(i) \cdot P(i)} \quad (\mu\text{m}^3/\text{Nm}) \quad (14)$$

V : Volume d'usure total (μm^3), Volume d'usure de la sphère + Volume d'usure du plan

PS : la somme cumulée de la force normale multipliée par le glissement total.

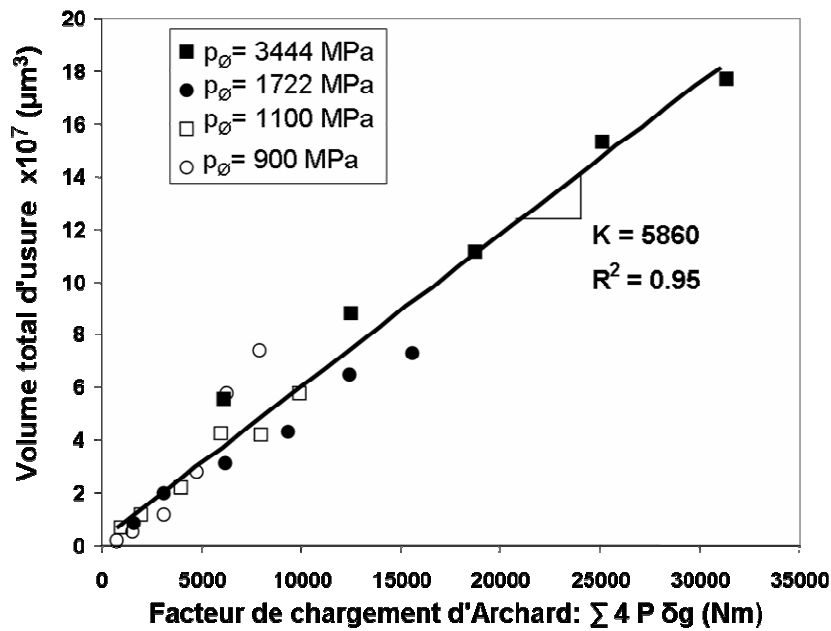
P : Force normale (N) = cte.

δg : Amplitude de glissement (m) = cte.

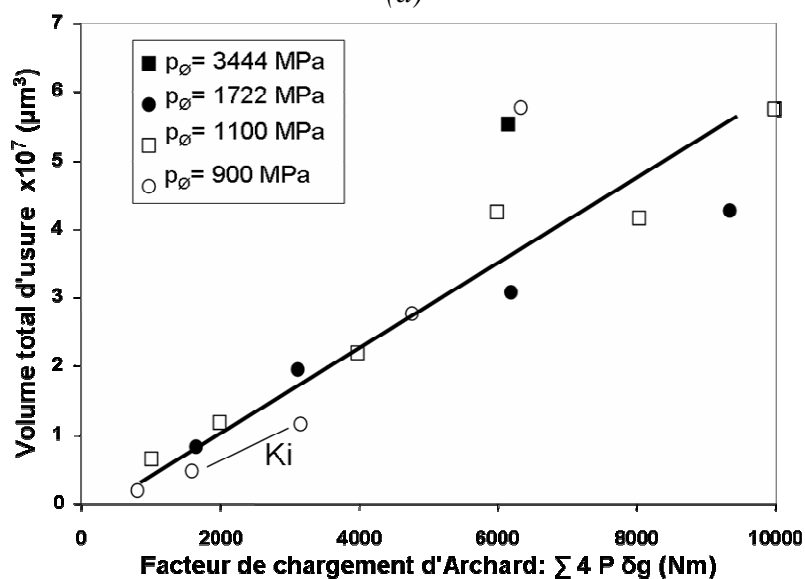
La figure 50a montre l'évolution du volume d'usure en fonction du facteur d'Archard. On observe qu'en conservant un même rayon de contact a_H , il n'y a pas d'influence de la pression sur le coefficient d'usure. En effet l'ensemble des points est aligné suivant une même droite.

La cinétique d'usure dans le régime d'usure stabilisée est donc indépendante de la pression avec un coefficient d'usure d'Archard de l'ordre de $K = 5860 \mu\text{m}^3/\text{Nm}$.

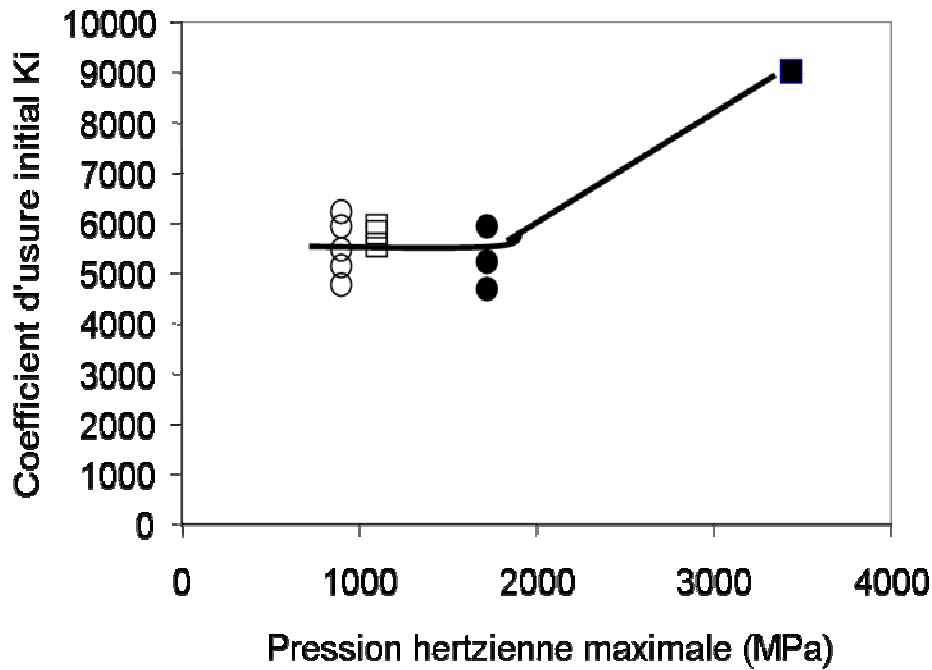
L'analyse de la phase initiale soit pour une valeur de facteur d'Archard inférieure à 10000 Nm (figure 50b) montre que si les résultats obtenus pour une pression hertzienne inférieure à 1722 MPa sont alignés, la cinétique d'usure initiale pour la condition à $p_0 = 3444$ MPa est beaucoup plus rapide.



(a)



(b)



(c)

Figure 50 : a) Evolution du volume d'usure en fonction du facteur de chargement d'Archard pour différentes pressions (4 rayons de sphère, $a_H = 600 \mu\text{m}$, $\delta g = \pm 300 \mu\text{m}$) ; b) zoom de la première partie de la figure 50a ; c) Evolution des coefficients d'usure initiaux en fonction de la pression hertzienne.

Autrement dit pour un contact encore peu dégradé, une pression élevée $p_0 > 3000 \text{MPa}$ engendre une cinétique d'usure plus rapide. En réalité avec l'usure des surfaces la pression de contact va décroître et donc tendre rapidement vers l'évolution homogène observée pour les pressions moyennes faibles.

Pour caractériser la cinétique d'usure en fonction de la pression on considère la phase initiale de l'usure pour laquelle l'interface reste peu dégradée. On détermine donc les coefficients d'Archard (K_i) à partir de la valeur précédente pour un facteur d'usure inférieur à $10\,000 \text{Nm}$.

$$K_i (p_0 = 3444 \text{MPa}) = 8985 \mu\text{m}^3/\text{Nm}.$$

$$K_i (p_0 = 1722 \text{MPa}) = 5915, 5197 \text{ et } 4678 \mu\text{m}^3/\text{Nm}.$$

$$K_i (p_0 = 1100 \text{MPa}) = 5911, 5536 \text{ et } 5776 \mu\text{m}^3/\text{Nm}.$$

$$K_i (p_0 = 900 \text{MPa}) = 4735, 5477, 5134, 5899 \text{ et } 6199 \mu\text{m}^3/\text{Nm}.$$

La figure 50c trace l'évolution des coefficients d'usure initiaux en fonction de la pression hertzienne. On confirme que pour des pressions inférieures à 3000MPa la cinétique d'usure est indépendante de la pression. En revanche, aux très fortes pressions, supérieures à 3000MPa la cinétique d'usure est beaucoup plus importante.

1.2.3.2 Analyse d'approche énergétique globale :

Nous étudions la cinétique d'usure en fonction de l'énergie dissipée de façon à découpler l'impact du coefficient de frottement.

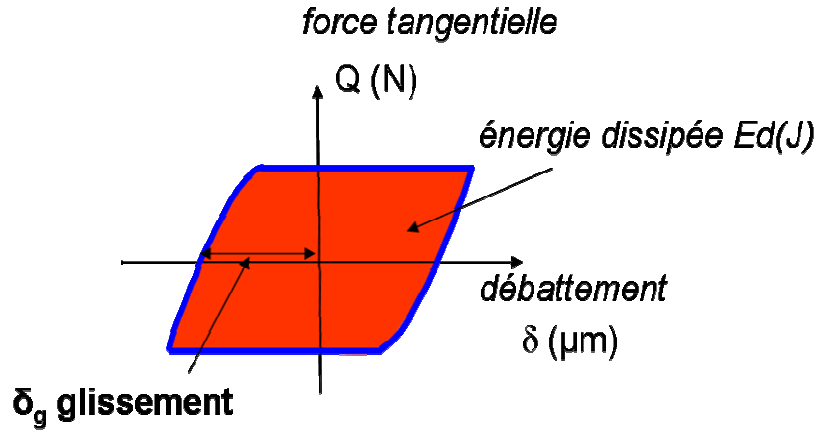


Figure 51: Caractérisation du cycle de fretting.

On rappelle : L'énergie dissipée cumulée durant tout l'essai est exprimée par la relation :

$$\sum E_d = \sum_{i=1}^N E_d(i) \quad (J) \quad (15)$$

La cinétique d'usure du contact est alors exprimée par le coefficient énergétique d'usure tel que :

$$\alpha = \frac{V}{\sum E_d} \quad (\mu m^3/J) \quad (16)$$

1.2.3.3 Analyse énergétique du contact 100C6/100C6 :

La figure 52 présente l'évolution du volume d'usure total en fonction de l'énergie dissipée cumulée. D'après cette figure on observe une seule évolution linéaire de l'usure en fonction de l'énergie dissipée. On détermine ainsi un coefficient énergétique d'usure unique égale à $\alpha = 13125 \mu m^3/J$ ($R^2=0,92$) représentatif des conditions ($a_H = 600 \mu m$, $\delta_g = \pm 300 \mu m$, p_0 appartient à [900-3444 MPa]).

Il est surprenant de constater que la dispersion est supérieure à celle identifiée pour l'analyse de l'approche d'Archard.

L'analyse pour les faibles énergies c'est-à-dire pour une interface encore peu dégradée confirme les conclusions faites avec le critère d'Archard.

On observe que la cinétique d'usure est similaire pour les pressions inférieures à 3000 MPa. En revanche pour les très fortes pressions, la cinétique d'usure est beaucoup plus importante au début puis évolue de façon similaire. On peut donc déduire que tant que l'interface est peu dégradée l'usure est accélérée pour les fortes pressions. En revanche lorsque l'usure des surfaces réduit la pression (extension de l'aire de contact) la cinétique de l'usure rejoint celle identifiée pour des faibles pressions.

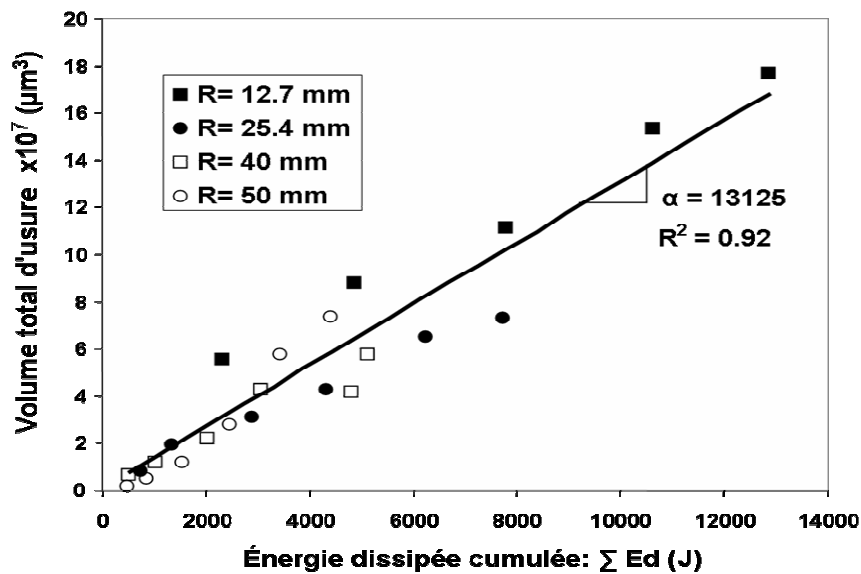


Figure 52 : Evolution du volume d'usure en fonction de l'énergie dissipée cumulée pour différentes pressions (4 rayons de sphère; $a_H = 600 \mu\text{m}$, $\delta g = \pm 300 \mu\text{m}$)

1.2.4 Synthèse :

1.2.4.1 Corrélation Approche Archard/ Approche énergétique :

Ces premiers résultats nous permettent de comparer la démarche d'Archard et l'approche énergétique.

En effet, pour une loi de frottement stable et constante ($\mu_e = \text{cte}$) la corrélation est directe et l'on peut écrire :

$$\mu_e = K/\alpha \quad (17)$$

Si nous appliquons cette analyse aux valeurs trouvées on obtient :

$$\mu_e = K / \alpha = 5860 / 13125 = 0.45$$

Cette valeur est très proche de la valeur moyenne expérimentale issue des données tracées en figure 49 soit $\overline{\mu_{exp}} = 0.48$

Cette corrélation démontre indirectement la stabilité tribologique du couple 100C6/100C6.

1.2.4.2 Analyse élastoplastique (shakedown) d'un contact en glissement alterné :

Pour interpréter la variation de la cinétique d'usure sous haute pression on propose d'examiner la réponse élastoplastique du contact. On rappelle que la réponse élastoplastique d'un métal peut s'identifier de trois façons (figure 53) d'après [K.L. Johnson (1995), A. Kapoor (1997)].

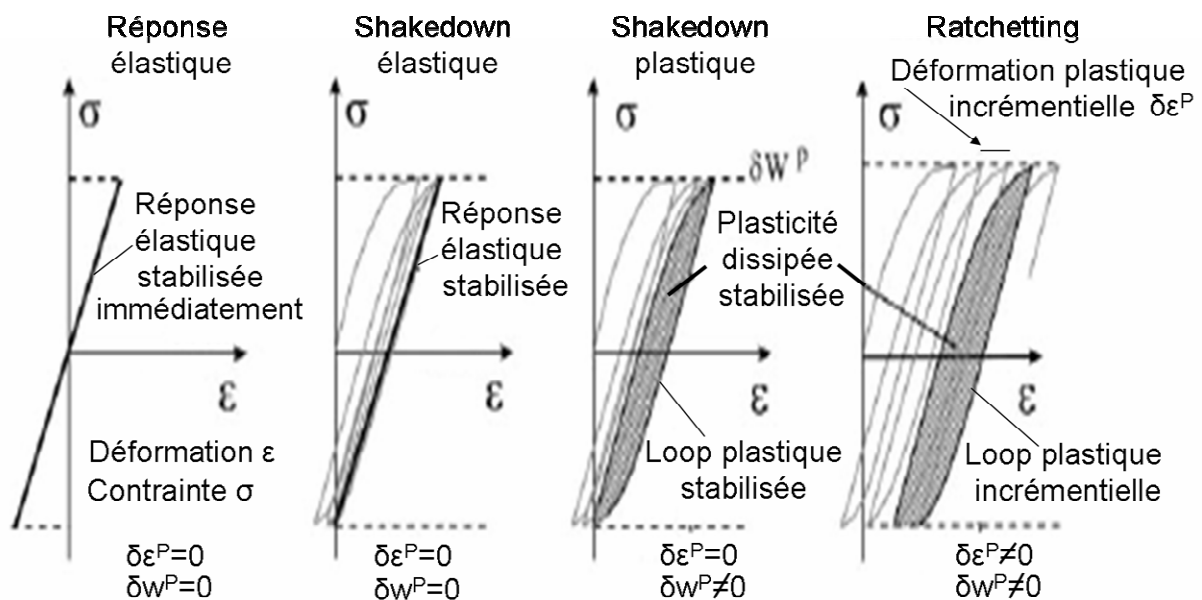


Figure 53: Comportement élastoplastique d'un métal sous contrainte.

La figure 53 nous montre que sous faibles charges, la réponse du métal est élastique et réversible. Pour des chargements plus élevés, une déformation plastique peut avoir lieu au cours des premiers cycles, mais l'écrouissage et l'augmentation du seuil plastique permettent à la structure d'atteindre un cycle parfaitement élastique appelé accommodation élastique où « elastic shakedown».

Au-delà de cette limite, la déformation plastique a lieu à chaque cycle de chargement, deux comportements sont observés :

- Lorsque le cycle stabilisé est fermé on parle d'accommodation plastique ou « plastic Shakedown »
- S'il y a une déformation plastique incrémentale est activée, on parlera alors d'effet rochet où « Ratchetting »

Ces différents comportements ont été analysés par K.L. Johnson et ses collègues pour le contact sphère/plan et cylindre/plan (Figure 54). Ces auteurs ont développé des diagrammes permettant représenter en fonction de la pression hertzienne normalisée par seuil plastique en cisaillement (p_0/k) et du coefficient de frottement (μ) les différents domaines associés aux réponses élastiques, « elastic shakedown», « plastic Shakedown » et « Ratchetting ».

Ces différentes frontières sont établies en considérant soit un écrouissage cinématique ou isotrope. On retiendra que cette description a été formulée pour des conditions de glissement unidirectionnel. Maouche et al. ont étendu cette analyse au contact 2D cylindre/plan soumis à des glissements alternés de type fretting.

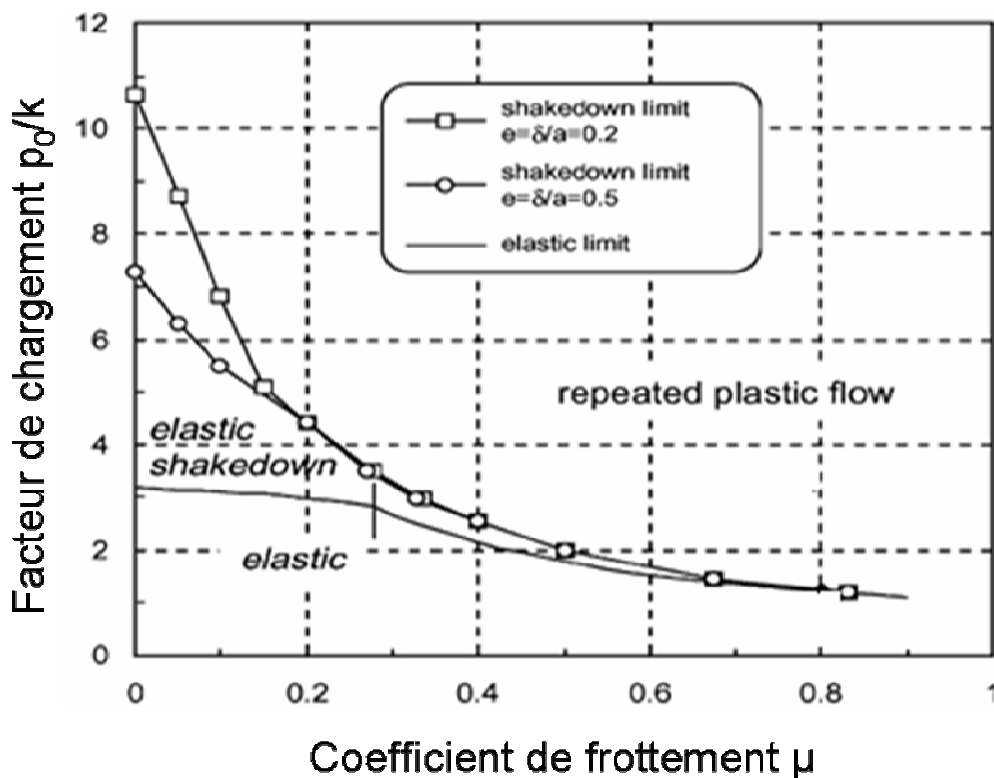


Figure 54: Les limites shakedown, elastic shakedown, plastic shakedown et ratchetting sous glissement répété de fretting (Fouvry 2001).

Un résultat essentiel de cette analyse est que la distribution des différentes réponses dépend de la pression, du coefficient de frottement et dans le cas d'un chargement de fretting du ratio de

glissement $\delta g/a$ en particulier pour les faibles coefficients de frottement.

En revanche, pour des coefficients de frottement de l'ordre de 0.5, le domaine d'elastic Shakedown est très étroit et la frontière marquant la transition vers une dissipation plastique cumulée « plastic Shakedown » correspond pratiquement au seuil élastique.

Pour évaluer l'intérêt d'une prise en compte de l'effet plasticité dans l'analyse de l'usure, on reporte le diagramme de Maouche et al. Les différentes conditions étudiées dont les paramètres de chargement sont décrites dans le tableau 8, nous introduisons ces valeurs dans le diagramme décrivant les différentes frontières du « shakedown » (Figure 55).

$k = \sigma_{y0.2}/\sqrt{3} =$ = 980 MPa	R= 12.7 mm $p_0 = 3444$ MPa	R= 25.4 mm $p_0 = 1722$ MPa	R= 40 mm $p_0 = 1100$ MPa	R= 50 mm $p_0 = 900$ MPa
p_0/k	3.5	1.75	1.12	0.92
$\bar{\mu}e$	0.43	0.48	0.49	0.54

Tableau 8: Détermination des conditions.

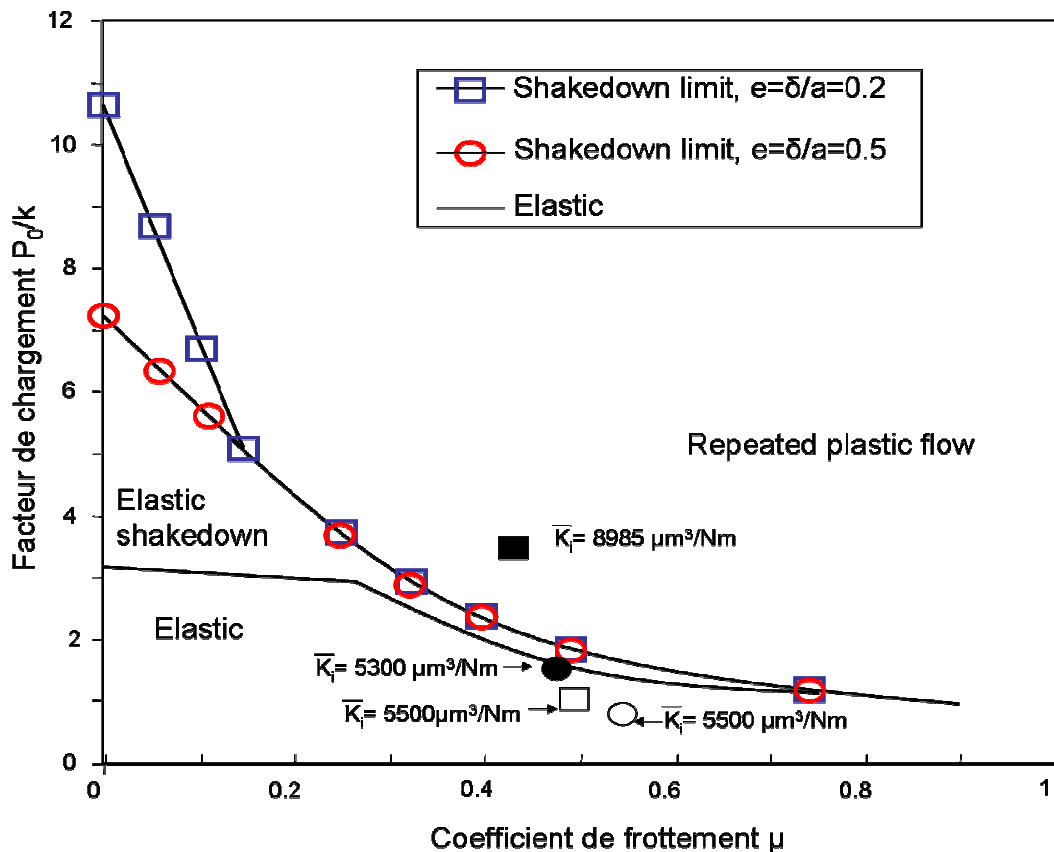


Figure 55: Limites shakedown du contact sphère/plan sous fretting de glissement alterné ;
 $R = 12.7$ mm $p_0 = 3444$ MPa (■) ; $R = 25.4$ mm $p_0 = 1722$ MPa (●) ; $R = 40$ mm $p_0 = 1100$
 MPa (□) ; $R = 50$ mm $p_0 = 900$ MPa (○) ; \bar{K}_i cinétique d'usure moyenne telles
 que $\sum W < 10000$

La figure 55 montre que les conditions $p_0 = 1722 \text{ MPa}$ ($R = 25.4 \text{ mm}$) de pression $p_0 = 1722 \text{ MPa}$ ($R = 25.4 \text{ mm}$), $p_0 = 900 \text{ MPa}$ ($R = 50 \text{ mm}$) se situent dans le domaine élastique.

Cela permet d'expliquer que pour toutes ces conditions la cinétique d'usure est stable et linéaire dès le début des essais avec des valeurs de \bar{K}_i de l'ordre de $5500 \mu\text{m}^3/\text{Nm}$.

En revanche pour la condition $p_0 = 3444 \text{ MPa}$ ($R = 12.7 \text{ mm}$), la condition de chargement se situe dans le domaine de dissipation plastique.

On peut ainsi expliquer pourquoi, pour cette condition, la cinétique d'usure est initialement beaucoup plus rapide. En revanche, très rapidement, l'usure augmente l'aire de contact et en réduisant la pression fait tendre la cinétique d'usure vers celle identifiée pour la réponse élastique (pressions plus faibles). En effet la pente de l'usure devient identique à celle identifiée pour des pressions plus faibles.

On retiendra que la phase initiale dans le régime plastique va générer un offset d'usure qui est effectivement observé pour toutes les conditions d'essai réalisées à $p_0 = 3444 \text{ MPa}$ ($R = 12.7 \text{ mm}$) ; (cf. fig. 50 et 52).

On retiendra que cette analyse a été réalisée à $a_H = \text{cte}$ et $\delta g/a_H = \text{cte}$ ce qui permet pour la première fois de justifier le diagramme de Maouche et al.

Ayant mis en évidence l'impact de la pression celle d'une réponse élastoplastique du matériau vis-à-vis de l'usure, nous nous intéressons désormais à l'impact de l'aire de contact, aspect encore peu étudié dans le domaine de la tribologie.

1.3 Impact de l'aire de contact a_H sous iso pression maximale

hertzienne ($p_0 = \text{cte}$):

1.3.1 Analyse de la cinétique d'usure pour une amplitude de glissement constante ($\delta g = \text{cte}$) :

1.3.1.1 Conditions expérimentales :

Nous continuons notre analyse en utilisant la stratégie 2, qui implique une pression maximale constante ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$) et une amplitude de glissement constante ($\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$).

R (mm)	p_0 (MPa)	P (N)	a_H (μm)	δg (μm)
8	1100	34	122	± 72
9.525	1100	48	144	± 72
12.7	1100	86	192	± 72
19.05	1100	192	288	± 72
25.4	1100	340	384	± 72
40	1100	840	604	± 72
50	1100	1310	754	± 72

Tableau 9 : Définitions des conditions d'essai appliquées pour étudier l'impact de l'aire de contact sur l'usure à iso maximum de pression et amplitude de glissement constante.

1.3.1.2 Evolution du coefficient de frottement (μ_e) :

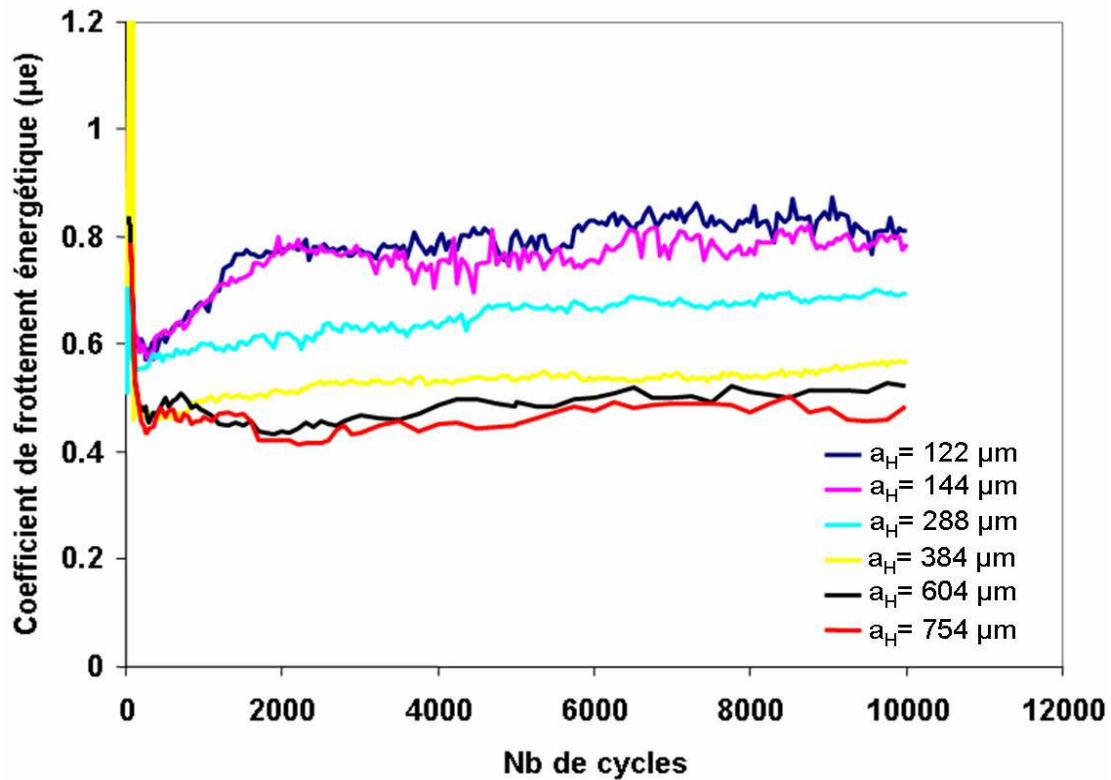


Figure 56: Évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles du contact associés aux différents rayons des sphères étudiées ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$).

La Figure 56 illustre le comportement tribologique du contact sphère/plan 100C6. Ainsi pour les petites aires de contact, après une longue phase de mise en place de l'interface de l'ordre de 2000 cycles, l'évolution du coefficient de frottement se stabilise autour d'une valeur de 0.8 pour toute la durée de l'essai. En revanche, pour les grandes aires de contact, la phase de mise en place de l'interface est beaucoup plus courte, de l'ordre de 200 cycles. L'évolution du coefficient de frottement se stabilise alors autour d'une valeur de 0.5. On montre que l'augmentation de l'aire de contact permet un établissement plus rapide de l'interface de frottement (3^{ème} corps), et surtout une réduction importante du coefficient de frottement stabilisé.

Une première interprétation pour expliquer cette différence de comportement au frottement serait une modification significative de la géométrie de l'interface avec la formation de bourrelets plastiques. Cet aspect a été mis en évidence pour des contacts Titane/Titane ou Aluminium/ Aluminium [S. Fouvry, K. Elleuch, (2002), (2005)].

Les figures 57 et 58 tracent les profils de surface obtenus pour les petits et les grands contacts. Les morphologies d'usure sont similaires et on n'observe pas de bourrelets plastiques en bords de trace.

Nous pouvons donc conclure que la variation du coefficient de frottement n'est pas liée à une modification géométrique du contact mais directement associée à la structure de l'interface et du troisième corps. On peut supposer qu'un contact plus grand facilite le piégeage des débris oxydés dans le contact. L'interface stabilisée est donc plus rapidement établie et, dans la mesure où le troisième corps sera plus épais voire plus homogène que pour un petit contact, on peut supposer que l'interface obtenue pour un grand contact sera plus accommodante et induira un coefficient de frottement plus faible.

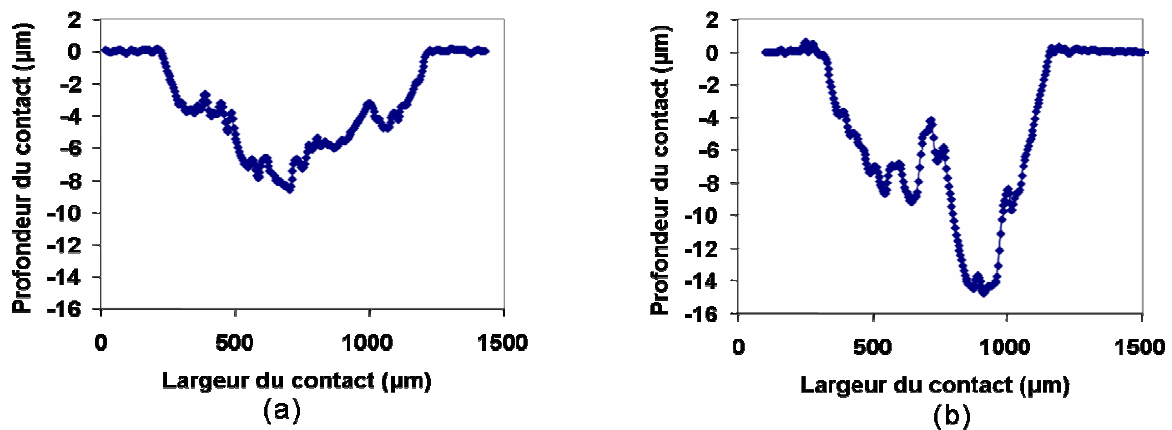


Figure 57 : a) Profil 2D de la sphère 100C6 avec traitement image et (b) profil 2D du plan 100C6 ($R=9.525$ mm, $p_0 = 1100$ MPa, $P= 48$ N, $\delta g= +/- 72$ μ m, $N_c = 10000$ cycles).

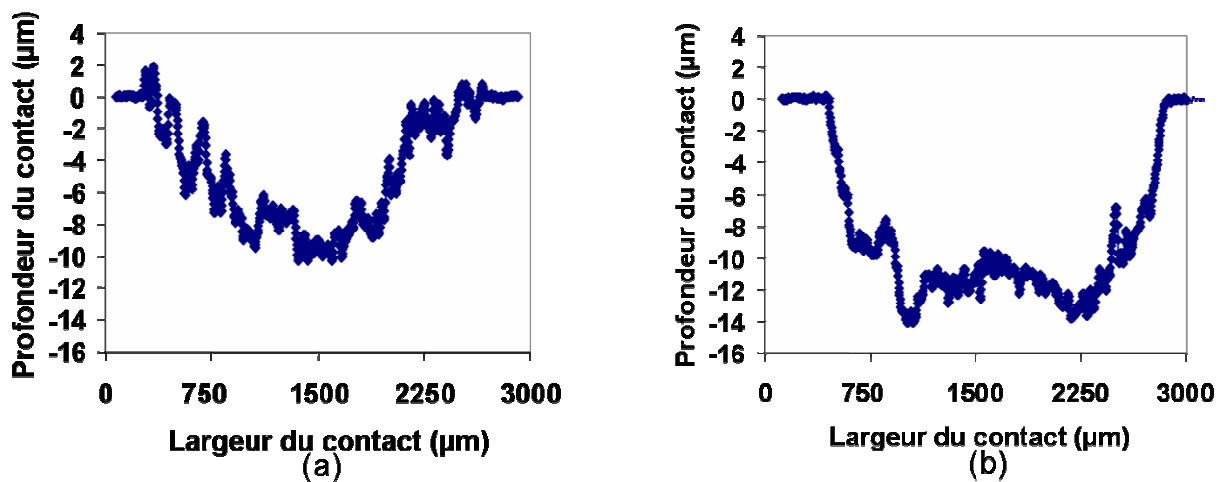


Figure 58 : a) Profil 2D de la sphère 100C6 avec traitement image et (b) profil 2D du plan 100C6 ($R=50$ mm, $p_0 = 1100$ MPa, $P= 1310$ N, $\delta g= +/- 72$ μ m, $N_c = 10000$ cycles).

Le tableau 10 compile les différents coefficients de frottement énergétiques obtenus.

a_H (μm)	R (mm)	μ_e
122	8	0.783
144	9.525	0.756
192	12.7	0.722
288	19.05	0.648
384	25.4	0.537
604	40	0.49
754	50	0.46

Tableau 10 : Valeurs des coefficients énergétiques moyens en fonction de la taille du contact.

La figure 59 trace l'évolution du coefficient de frottement énergétique moyen en fonction de la taille du contact normalisé par un rayon référence $a_{\text{ref}} = 100\mu\text{m}$.

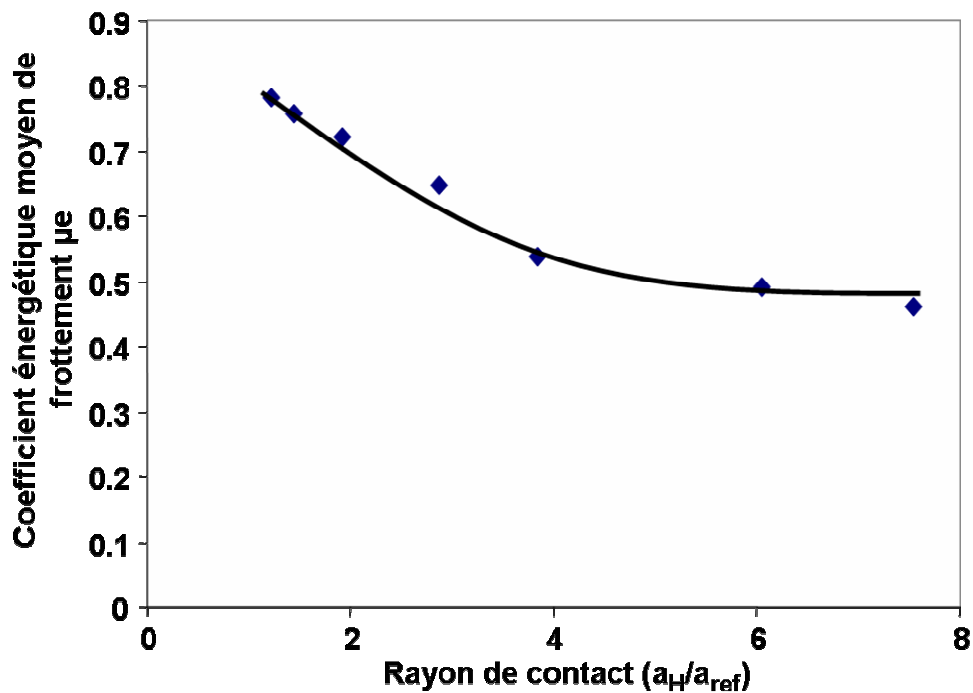


Figure 59: Valeurs du coefficient de frottement moyen en fonction du rayon de contact a_H sur rayon de contact référence a_{ref} ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$).

On observe une décroissance asymptotique du coefficient de frottement stabilisé (moyen) avec la taille du contact. De façon à quantifier cette évolution on trace l'évolution du coefficient de frottement moyen $\bar{\mu}_e / \mu_{eH_{\text{ref}}}$ en fonction de ratio a_H / a_{ref} dans un diagramme logarithmique.

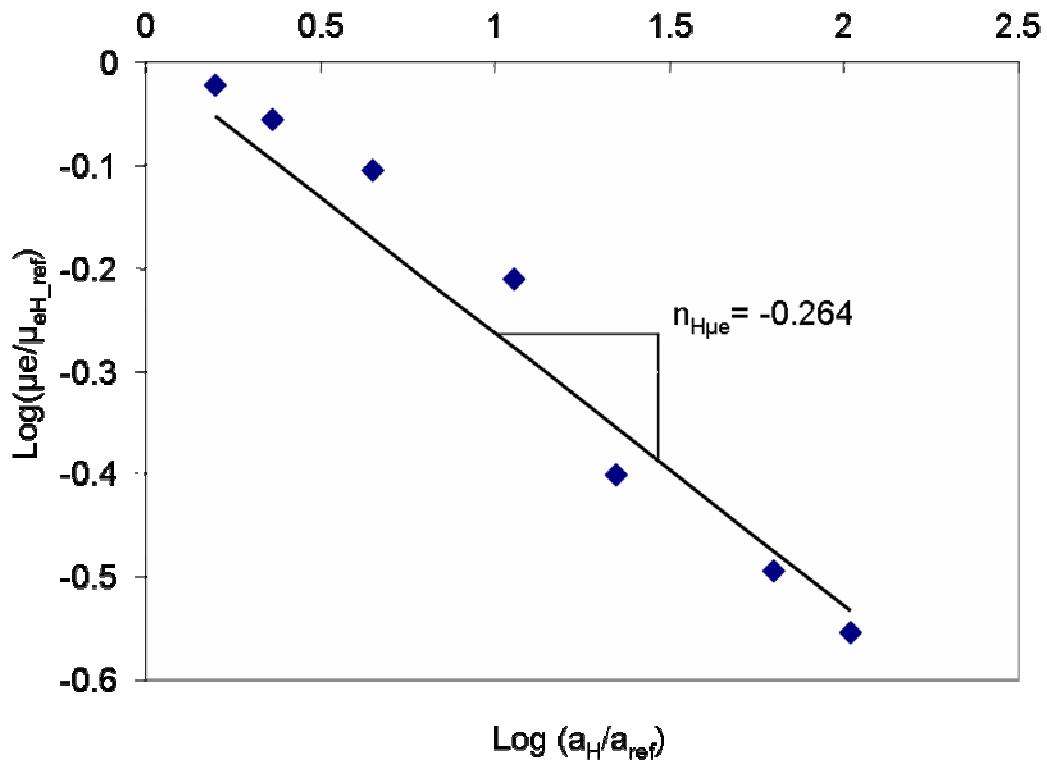


Figure 60: Loi logarithmique du coefficient énergétique μ_e moyen en fonction de la loi logarithmique du rayon de contact hertzien normalisé ($\bar{\mu}_{eH_ref}=0.8$; $p_0 = 1100$ MPa, $\delta g = \pm 72$ μm).

On observe dans la figure 60 une évolution linéaire qui nous permet d'exprimer la dépendance de la taille de contact vis-à-vis du coefficient de frottement au travers de la relation suivante :

$$\bar{\mu}_e = \bar{\mu}_{eH_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\mu eH}} \quad (18)$$

Avec $n_{\mu eH} = -0.26$, $\bar{\mu}_{eH_ref} = 0.8$

La Figure 59 compare les résultats expérimentaux obtenus avec le modèle proposé. Une très bonne corrélation est observée ce qui confirme l'intérêt de cette loi de puissance.

1.3.1.3 Analyse de la cinétique d'usure (Application de la loi d'Archard):

Comme pour l'étude de l'effet de la pression, on détermine la cinétique d'usure de chacune des conditions présentées dans le tableau 9 en faisant varier le nombre de cycles entre 1000 et 10000.

La figure 61 trace pour trois dimensions de contact le volume d'usure total (plan+sphère) en fonction du nombre de cycles. On retrouve une évolution linéaire mais contrairement à l'analyse de la force normale on observe une très forte variation en fonction de l'aire de contact.

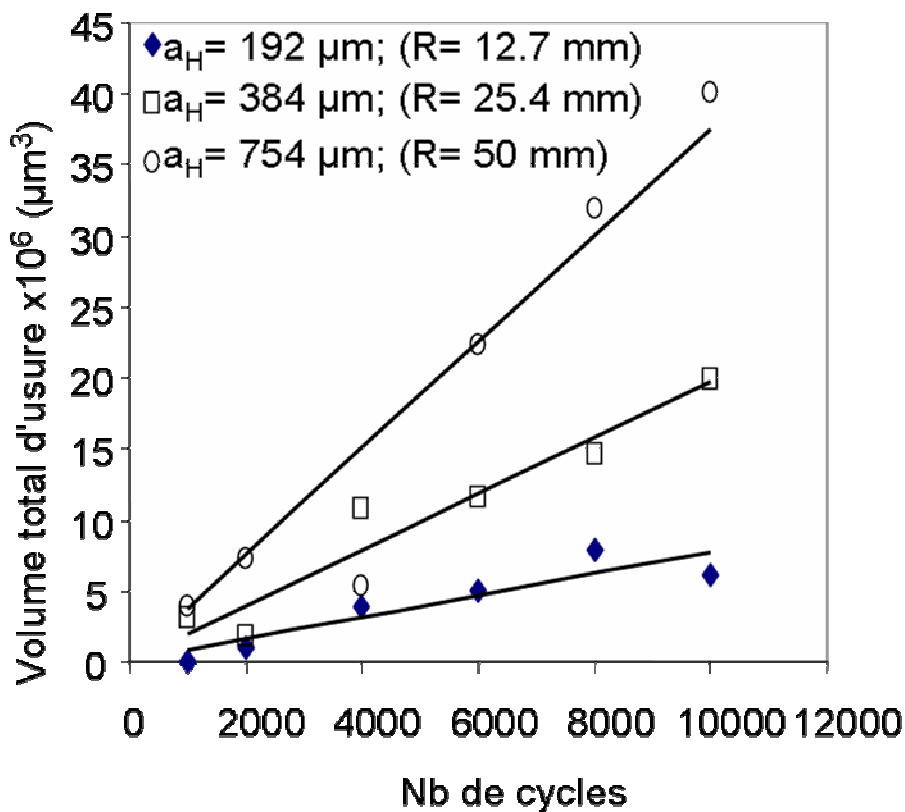


Figure 61: Évolution du volume d'usure en fonction du nombre de cycles pour différentes aires de contact (ref. Tableau 9 ; $p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$).

Pour formaliser cet effet on trace la cinétique d'usure en fonction du facteur d'Archard. On observe une très bonne linéarité de la loi qui confirme la stabilité du modèle du moins pour le couple étudié (Figure 62).

En revanche on note que cette linéarité n'est vérifiée que pour une taille de contact donnée. On montre qu'il y a autant de coefficients directeurs (K) que de tailles de contact étudiées. On

constate que plus l'aire de contact est faible plus la cinétique d'usure est élevée. L'ensemble des données extraites de l'analyse sont compilées dans le tableau 11.

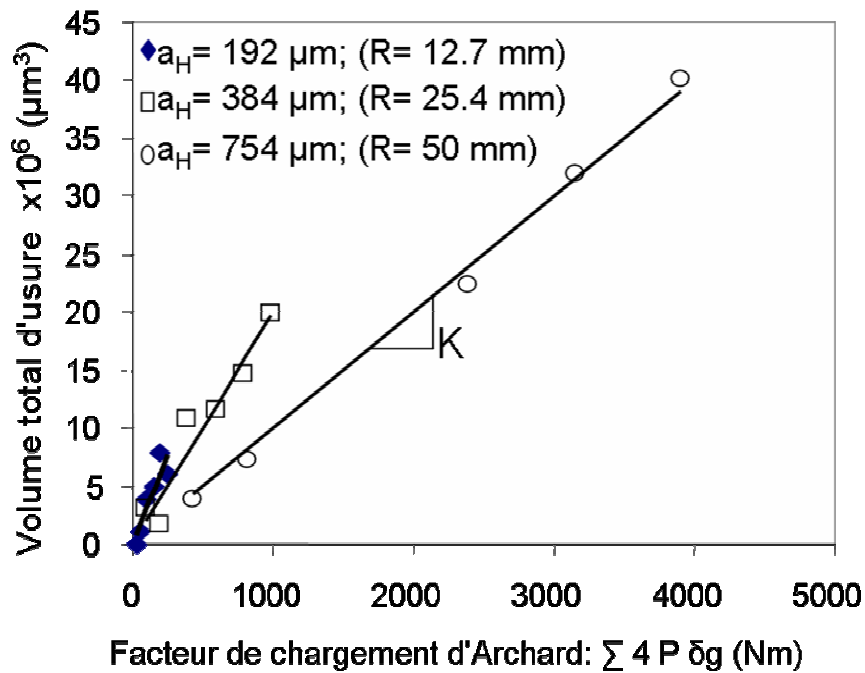


Figure 62: Évolution du volume d'usure en fonction de facteur de chargement d'Archard, comparaison de coefficient d'usure K pour différentes aires de contact ($p_0 = 1100$ MPa, $\delta g = \pm 72$ μm).

a_H (μm) ; R (mm)	Coefficient d'usure d'Archard K (μm ³ /Nm)	Coefficient de régression R^2
122 ; 8	53778	0.97
144 ; 9.525	45267	0.96
192 ; 12.7	36604	0.94
288 ; 19.05	29255	0.93
384 ; 25.4	19886	0.92
604 ; 40	13846	0.88
754 ; 50	9482	0.89

Tableau 11 : Valeurs du coefficient d'usure d'Archard K et des coefficients de régression R^2 pour les différentes tailles de contact étudiées.

De façon à étudier l'impact de la dimension du contact sur la cinétique d'usure, nous traçons le coefficient d'usure d'Archard K en fonction de rayon du contact a_H (Figure 63).

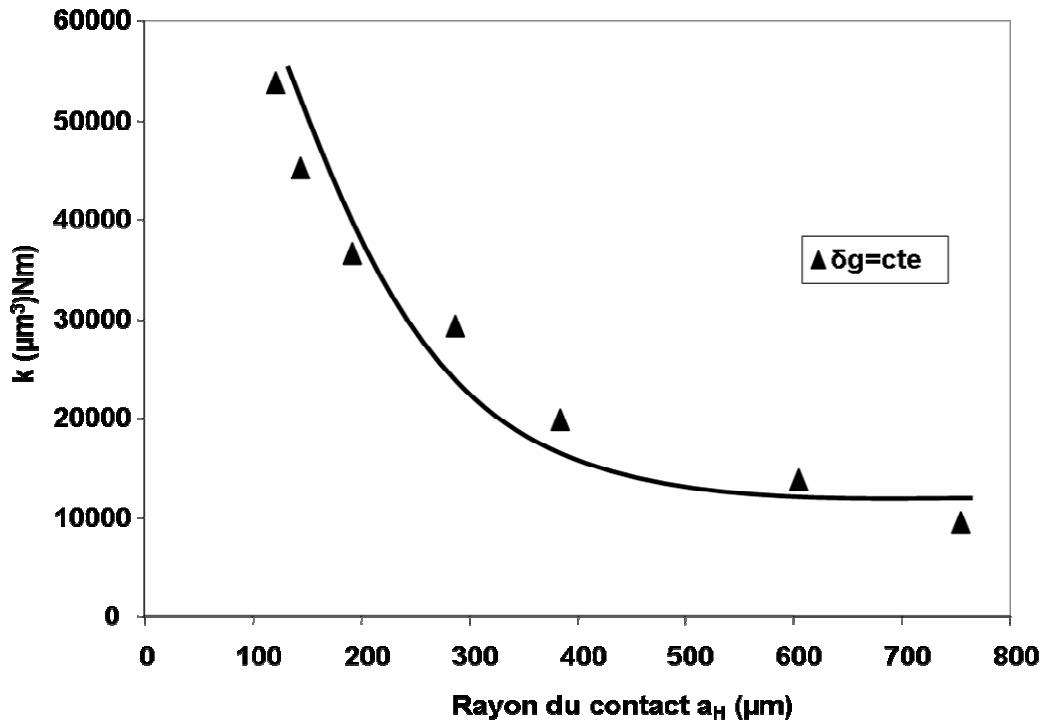


Figure 63: Évolution du coefficient d'usure d'Archard K en fonction de la taille du contact (rayon de contact hertzien, $p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$).

L'évolution montre une décroissance asymptotique du coefficient d'usure avec la taille du contact. Dans la suite de l'étude, et afin de normaliser l'analyse, nous choisissons une condition référence $a_{\text{ref}} = 100 \mu\text{m}$.

On formalise cette décroissance asymptotique en utilisant la loi logarithmique (Figure 64).

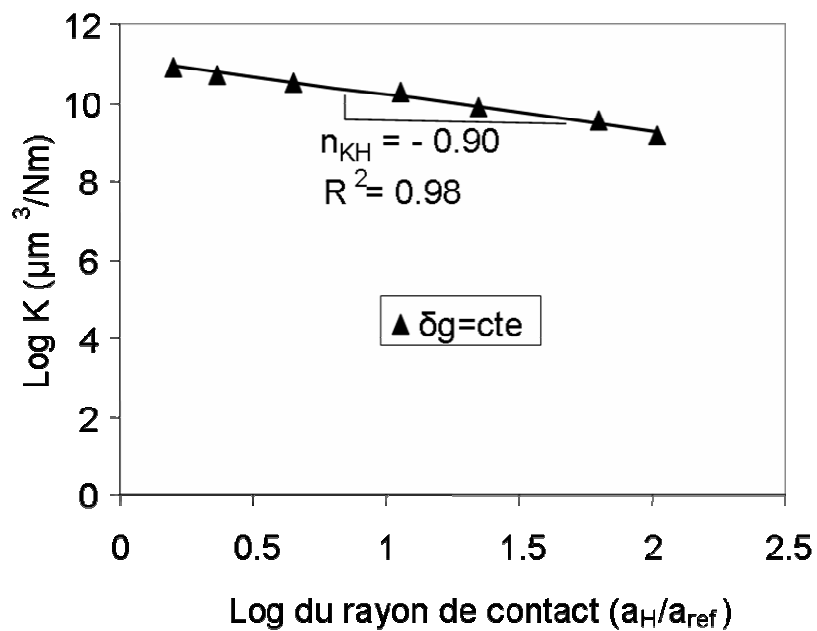


Figure 64: Loi logarithmique du coefficient d'usure d'Archard K en fonction de la loi logarithmique du rayon de contact hertzien normalisé, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$).

Ainsi la décroissance asymptotique du coefficient d'usure K peut s'exprimer suivant la loi logarithmique de pente $n_{KH} = -0.9$. Nous utilisons cette puissance n_{KH} pour formaliser la décroissance du coefficient d'usure K en fonction du rayon de contact soit :

$$K_H = K_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{KH}} \quad (19)$$

n_{KH} : Valeur de la puissance (-0.9).

a_H : Rayon de contact hertzien.

a_{ref} : Référence du dimension de contact.

K_{H_ref} : Coefficient d'usure d'Archard pour la référence de la dimension de contact (60000 $\mu\text{m}^3/\text{Nm}$).

L'intérêt de cette analyse normalisée est de proposer une évolution relative de la cinétique d'usure en fonction de la taille de contact par rapport à un contact référence.

La figure 65 compare les résultats expérimentaux obtenus par rapport à la loi puissance que nous proposons.

La corrélation est très bonne ce qui justifie indirectement le modèle proposé.

Il est intéressant de noter que l'exposant n_{KH} trouvé est très proche de -1 ce qui suppose que pour les conditions étudiées la cinétique d'usure est pratiquement inversement proportionnelle à la taille du contact.

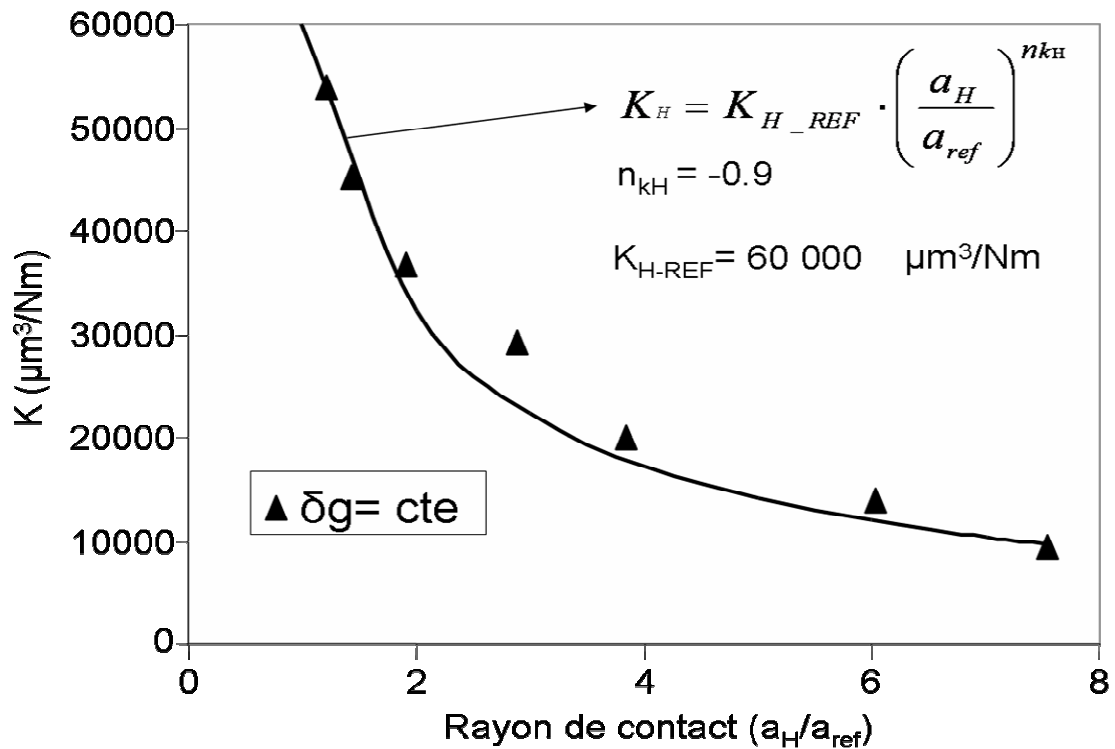


Figure 65: Validation de la formule de puissance de la loi d'usure d'Archard K en fonction de l'aire de contact hertzien normalisé, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \text{ } \mu\text{m}$).

1.3.1.4 Analyse de l'usure à partir de l'approche énergétique α :

Nous reprenons l'analyse précédente en comparant l'évolution de l'usure en fonction de l'énergie dissipée.

La figure 66 trace l'évolution de l'usure en fonction de l'énergie dissipée cumulée. On observe des évolutions linéaires équivalentes avec une augmentation de la pente (coefficient énergétique d'usure α) avec la réduction de la taille du contact.

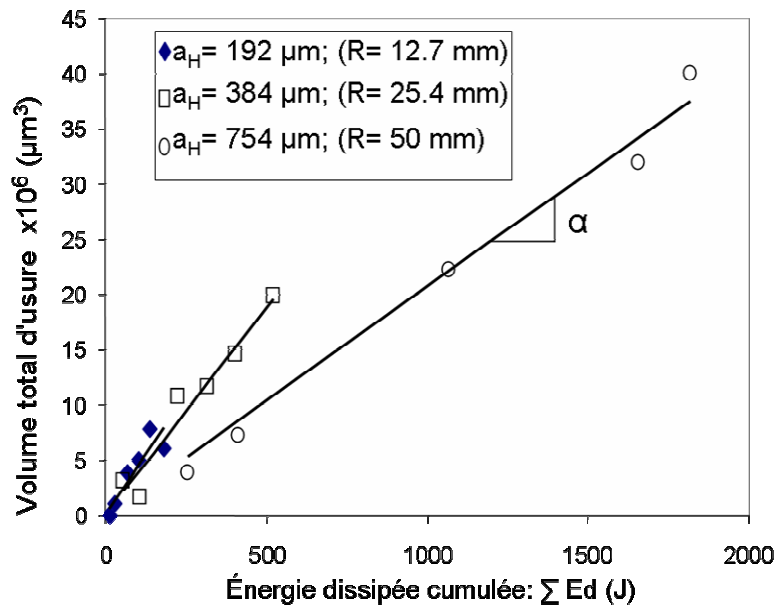


Figure 66: Évolution du volume d'usure en fonction de l'énergie dissipée cumulée, comparaison de coefficient d'énergie d'usure α en fonction de la taille du contact ($p_0 = 1100$ MPa, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$).

Les coefficients d'énergie d'usure α pour les différentes aires de contact étudiées (a_H variable ; $p_0 = 1100$ MPa et $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$) sont calculés et leurs valeurs sont reportées dans le tableau 12 suivant.

a_H (μm) ; R (mm)	Coefficient d'énergie d'usure α ($\mu\text{m}^3/\text{J}$)	Coefficient de régression R^2
122 ; 8	69950	0.97
144 ; 9.525	59074	0.97
192 ; 12.7	52856	0.96
288 ; 19.05	46313	0.95
384 ; 25.4	37573	0.94
604 ; 40	27952	0.88
754 ; 50	19923	0.92

Tableau 12 : Valeurs du coefficient d'énergie d'usure α et coefficient régression R^2 pour les différentes tailles de contact.

Nous remarquons une différence de comportement par rapport à l'usure entre les petits contacts et les grands contacts pour les mêmes sollicitations de fretting wear. Dans le cas du coefficient d'usure d'Archard K , le ratio est égal à 5.7 [$K_{(a_H=122\ \mu m)}/K_{(a_H=754\ \mu m)} = 5.7$] tandis pour l'analyse énergétique on obtient 3.5 [$\alpha_{(a_H=122\ \mu m)}/\alpha_{(a_H=754\ \mu m)} = 3.5$].

Cette différence de variation de la cinétique d'usure en fonction de la taille du contact entre les deux approches est en fait liée à la variation du coefficient de frottement.

En effet, le coefficient de frottement moyen passe de $\bar{\mu}_e_{(a_H=122\ \mu m)} = 0.8$ pour un petit contact à $\bar{\mu}_e_{(a_H=754\ \mu m)} = 0.5$ pour un gros contact. Cette variation du coefficient de frottement en fonction de la taille se répercute sur la variation d'énergie dissipée et donc sur la variation des coefficients d'usure en fonction de la taille du contact.

Nous aborderons plus en détail cet aspect dans le prochain paragraphe.

Comme pour l'analyse d'Archard, on trace l'évolution normalisée du coefficient énergétique α en fonction du rayon de contact normalisé soit a_H/a_{ref} . (Figure 67).

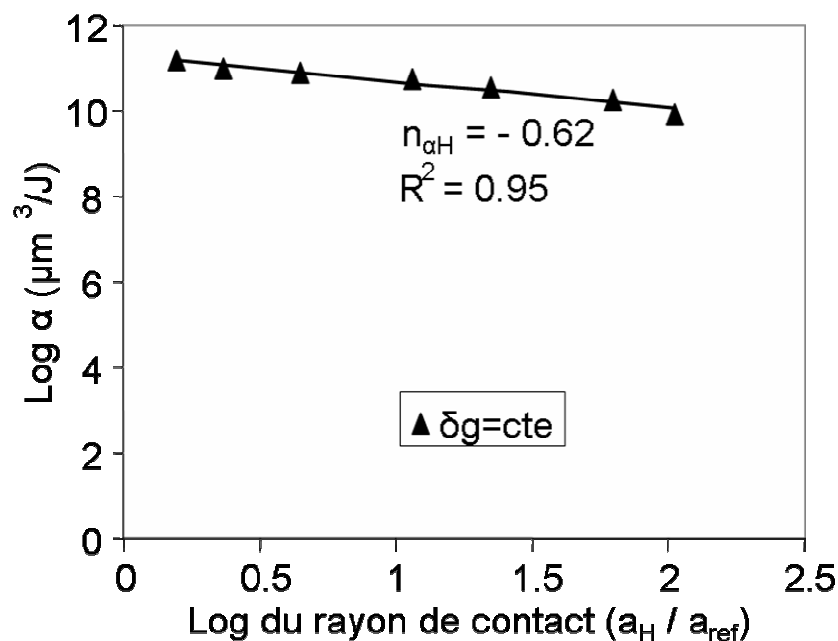


Figure 67: Loi logarithmique du coefficient d'usure énergétique α en fonction de la loi logarithmique du rayon de contact hertzien normalisé, ($p_0 = 1100\ MPa$, $\delta g = \pm 72\ \mu m$)

Avec $a_{ref} = 100\ \mu m$ le rayon de contact référence.

α_{H_ref} le coefficient d'usure associé à ce contact référence ($\alpha_{H_ref} = 77000\ \mu m^3/J$, figure 68).

On observe une évolution linéaire qui peut être exprimée par la relation :

$$\alpha_H = \alpha_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha H}} \quad (20)$$

On détermine le coefficient $n_{\alpha H} = -0.6$.

La figure 68 compare les résultats expérimentaux obtenus et la formulation puissance proposée. On observe une très bonne corrélation entre les deux courbes.

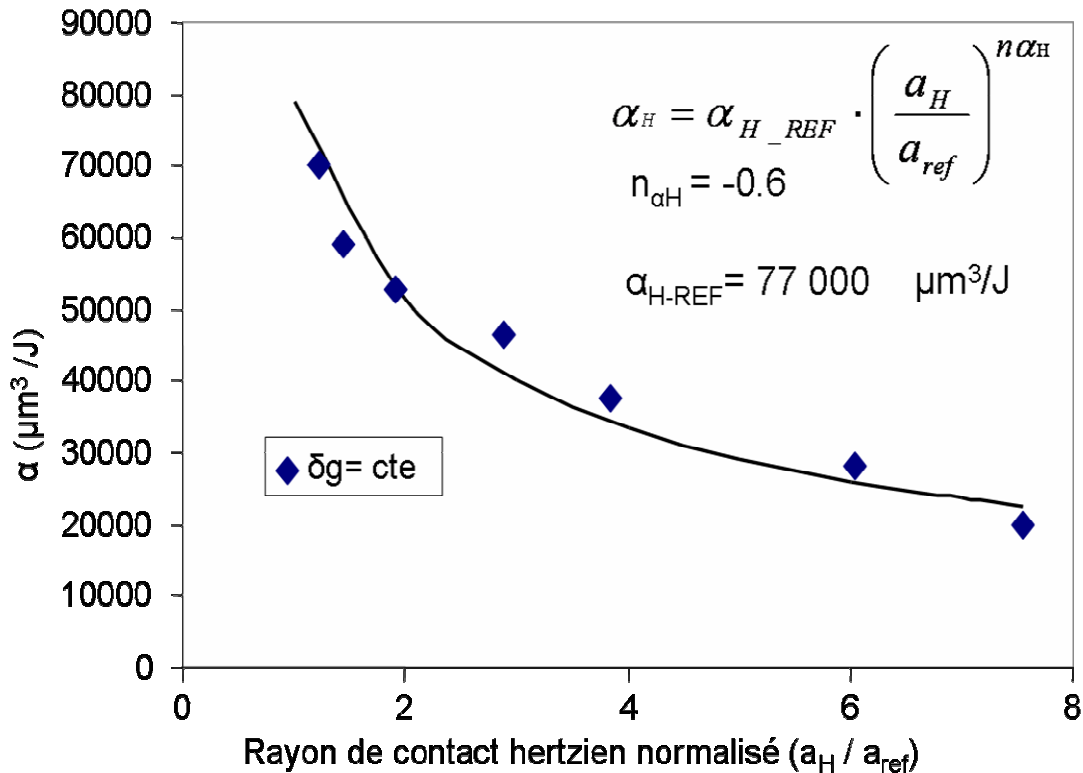


Figure 68: Evolution du coefficient énergétique d'usure en fonction du rayon de contact hertzien normalisé ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \text{ }\mu\text{m}$) ; comparaison entre les résultats expérimentaux et la formulation puissance (Eq. 20)

1.3.1.5 Synthèse :

Cette analyse réalisée pour une amplitude de glissement constante a montré la très forte dépendance de la taille du contact (rayon de contact) sur le coefficient de frottement et la cinétique d'usure. Une analyse normalisée établie à partir d'un contact référence a été développée. Des lois puissances ont été introduites qui permettent de formaliser l'impact de la taille du contact (rayon de contact) vis-à-vis du coefficient de frottement et des cinétiques d'usure exprimées en fonction du paramètre d'Archard et de l'énergie dissipée.

On montre ainsi que le coefficient de frottement diminue en puissance -0.26 en fonction du rayon de contact hertzien, alors que la cinétique d'usure évolue en puissance -0.9 et -0.6 respectivement pour une loi d'Archard ou énergétique.

Un moyen d'évaluer l'interaction du coefficient de frottement vis-à-vis de la corrélation entre les lois énergétiques et Archard consiste à poser l'équation :

$$\bar{\mu}_e = \frac{K a_H}{\alpha a_H} \quad (21)$$

Relation qui est vérifiée dans le cas d'un coefficient de frottement constant, nous déduisons alors :

$$\mu_e = \frac{K_H}{\alpha_H} = \frac{K_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}}\right)^{n_{kx}}}{\alpha_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}}\right)^{n_{ax}}} = \frac{60000 \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}}\right)^{-0.9}}{77000 \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}}\right)^{-0.6}} = 0.78 \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}}\right)^{-0.3} \quad (22)$$

Il est surprenant de constater que les coefficients ainsi obtenus sont très similaires à ceux déduits de l'analyse directe de μ_e (réf. Eq. 18).

La figure 69 compare l'évolution du coefficient de frottement déterminé à partir de l'expression 22 avec les résultats expérimentaux. On remarque une très bonne corrélation qui en fait est expliquée par un comportement très stable du coefficient de frottement.

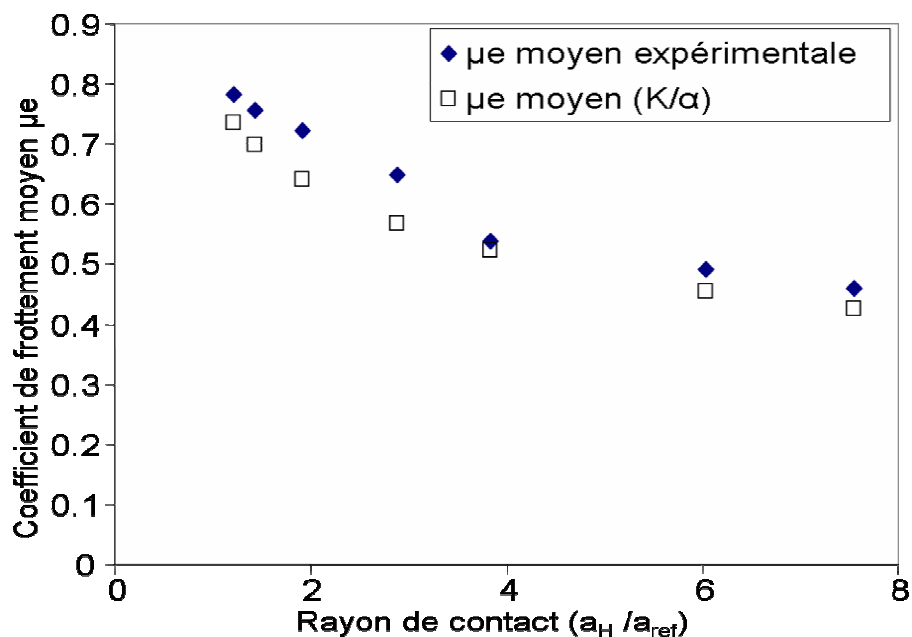


Figure 69: Comparaison entre le coefficient déduit de la relation $\mu_e = K/\alpha$ et les valeurs issues de l'analyse directe des cycles de fretting ($p_0 = 1100$ MPa, $\delta g = \pm 72$ μ m).

Dans cette étude, nous avons remarqué l'influence de l'aire de contact sur la cinétique d'usure pour une amplitude de glissement constante. Cependant on peut s'interroger sur l'impact relatif de l'amplitude de glissement par rapport à la taille du contact.

Autrement dit nous avons montré la très forte dépendance de la cinétique d'usure en fonction de la taille du contact. Cependant on peut se demander si cette influence est uniquement fonction du rayon de contact ou de l'amplitude de glissement relative par rapport à la taille du contact, c'est-à-dire du ratio $\delta g/a_H$.

1.3.2 Analyse de la cinétique d'usure pour un ratio constant amplitude de glissement /rayon de contact ($\delta g/a_H = cte$) :

1.3.2.1 Conditions expérimentales :

Les essais expérimentaux sont réalisés suivant la stratégie 3, on applique une pression maximale constante ($p_0 = 1100$ MPa) mais on ajuste l'amplitude de façon à maintenir un ratio constant. Trois valeurs sont considérées ($\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$).

Le tableau 13 illustre les configurations d'essais qui ont été appliquées pour étudier l'impact de la dimension du contact à iso pression $p_0 = cte = 1100$ MPa et iso ratio $\delta g/a_H = cte$. (Trois valeurs de $\delta g/a_H$ sont considérées).

R (mm)	p₀ (MPa)	P (N)	a_H (μm)	δg/ a_H	δg (μm)
9.525	1100	48	144	0.25	+/-36
12.7	1100	86	192	0.25	+/-48
19.05	1100	192	288	0.25	+/-72
40	1100	840	604	0.25	+/-151
50	1100	1310	754	0.25	+/-189
8	1100	34	122	0.5	+/-61
9.525	1100	48	144	0.5	+/-72
11.5	1100	70	174	0.5	+/-87
12.7	1100	86	192	0.5	+/-96
25.4	1100	340	384	0.5	+/-192
40	1100	840	604	0.5	+/-302
50	1100	1310	754	0.5	+/-377
9.525	1100	48	144	0.75	+/-108
12.7	1100	86	192	0.75	+/-144
19.05	1100	192	288	0.75	+/-216
40	1100	840	604	0.75	+/-453
50	1100	1310	754	0.75	+/-566

Tableau 13 : Définitions des conditions de chargement permettant d'étudier l'impact de la taille du contact à iso pression $p_0 = 1100$ MPa et iso ratio $\delta g/a_H$.

1.3.2.2 Evolution du coefficient de frottement (μ_e) :

La figure 70 décrit le comportement tribologique en fonction de la taille de contact pour les trois glissements tels que ($\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$, $\delta g/a_H = 0.75$). On retrouve le comportement observé pour l'analyse à $\delta g = cte$. Pour les petits rayons de contact, après une longue phase de mise en place de l'interface de l'ordre de 2000 cycles durant laquelle de fortes instabilités sont observées, l'évolution du coefficient de frottement se stabilise autour d'une valeur de 0.8 pour toute la durée de l'essai tandis que pour les grands rayons de contact après une courte phase de mise en place de l'interface de l'ordre de 200 cycles, l'évolution de coefficient de frottement se stabilise autour d'une valeur de 0.4 à 0.5. On remarque pour les petits contacts que la phase instable est plus longue. Ainsi la valeur du coefficient de frottement diminue avec l'aire de contact.

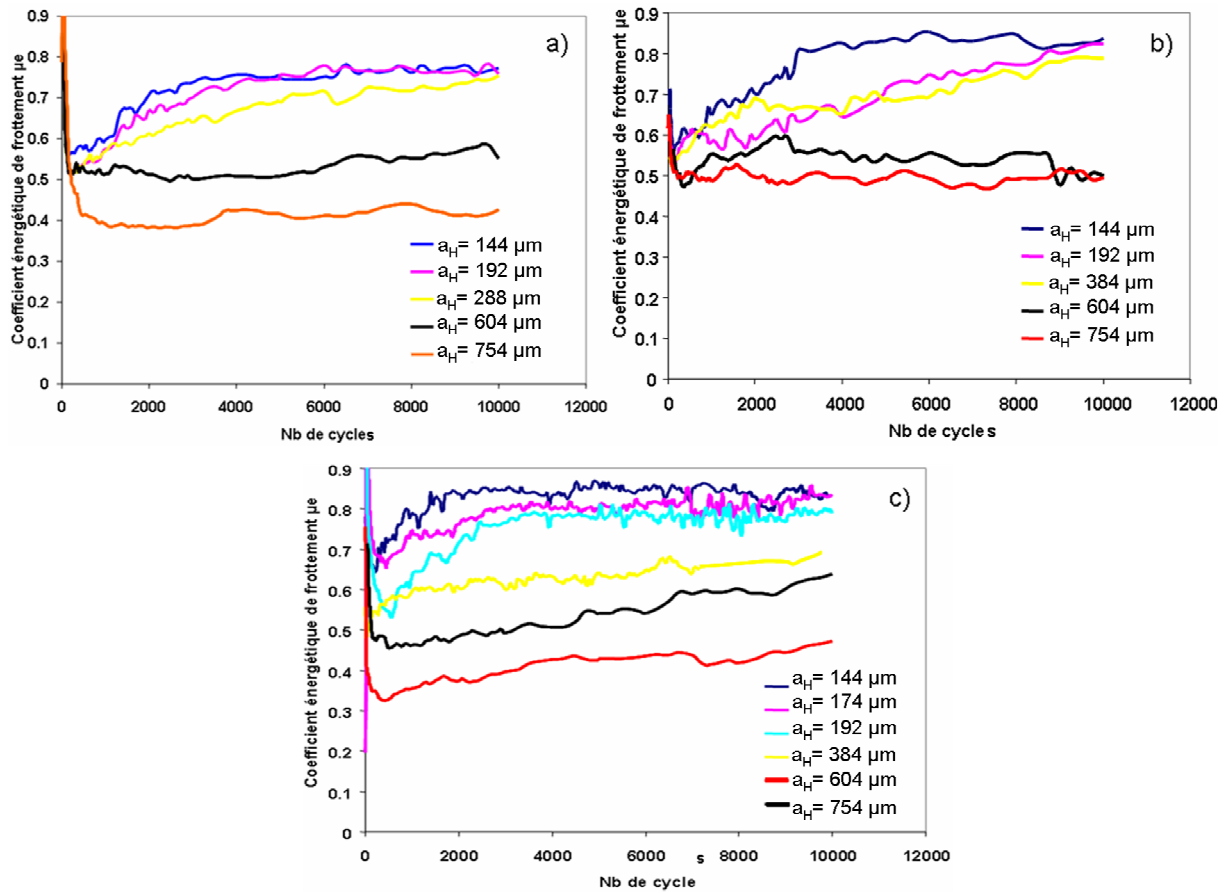


Figure 70: Évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles pour différentes tailles de contact, $p_0 = 1100 \text{ MPa}$, a) $\delta g/a_H = 0.25$, b) $\delta g/a_H = 0.75$ et c) $\delta g/a_H = 0.5$.

De façon à quantifier l'impact de l'amplitude de glissement, on trace l'évolution du coefficient de frottement moyen pour les différentes amplitudes étudiées respectivement pour chacun des contacts (Figure 71).

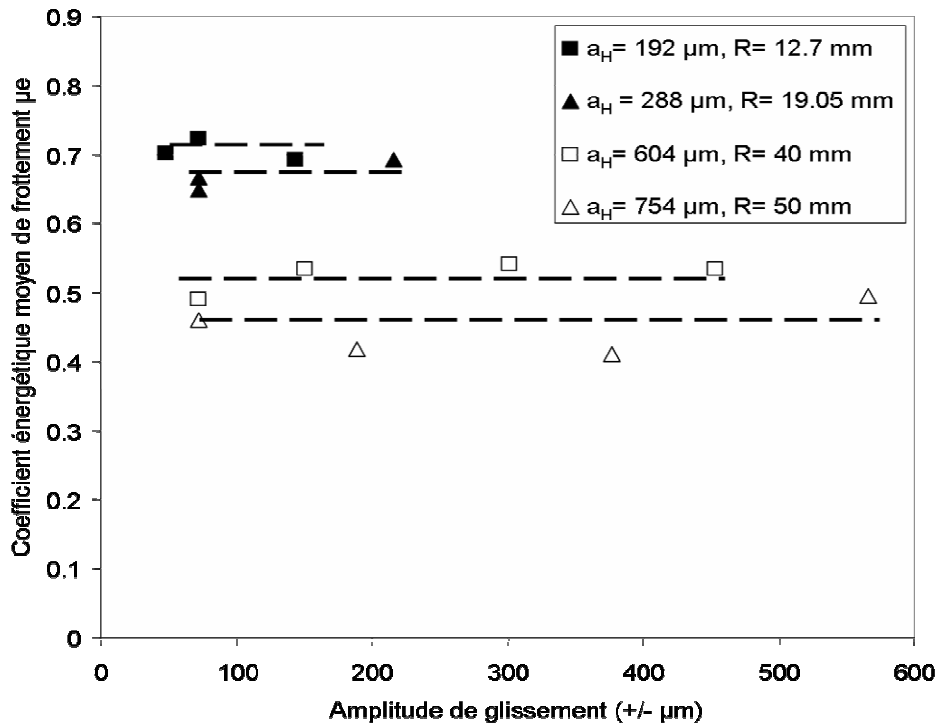


Figure 71: Valeurs du coefficient de frottement moyen en fonction des amplitudes de glissement appliquées aux différents contacts tels que ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$)

Ce résultat est intéressant car il montre que pour un contact donné le coefficient de frottement reste constant quelle que soit l'amplitude de glissement.

Autrement dit le coefficient de frottement dépend de la dimension du contact mais pas l'amplitude de glissement.

Nous cherchons dès lors à formaliser la loi de frottement. Puisque le coefficient de frottement ne dépend pas de l'amplitude de débattement on trace l'évolution du coefficient de frottement énergétique moyen en fonction du rayon de contact dans un diagramme logarithmique.

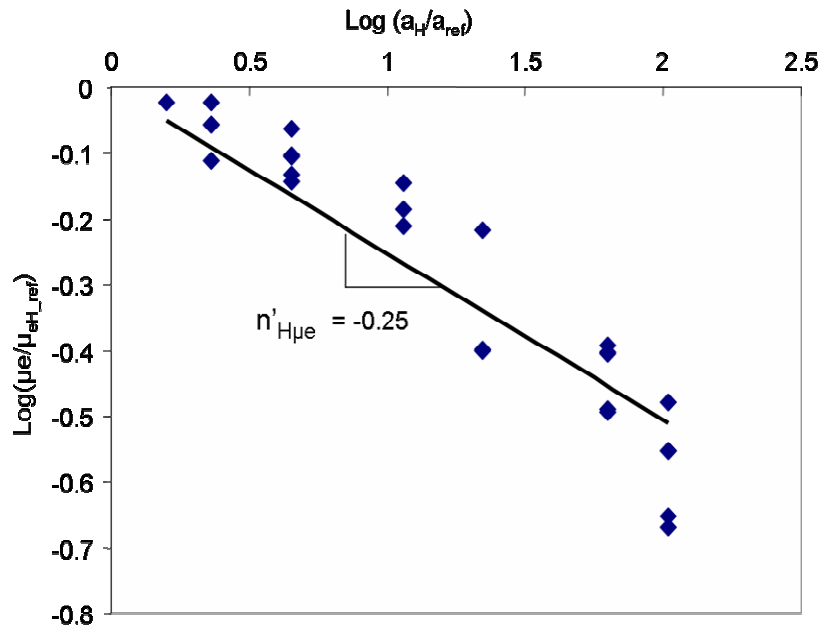


Figure 72: Evolution du coefficient de frottement en fonction de la taille de contact ($a_{ref} = 100 \mu m$, $\bar{\mu}_{eH_ref} = 0.8$, $p_0 = 1100 MPa$, $\delta g = \pm 72 \mu m$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$)

On observe une évolution linéaire qui nous permet d'exprimer la loi de frottement au travers de la relation suivante :

$$\bar{\mu}_e = \bar{\mu}_{eH_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n'_{\mu eH}} \quad (23)$$

Avec $n'_{\mu eH} = -0.25$ et $\bar{\mu}_{eH_ref} = 0.8$.

On rappelle que $n'_{\mu eH}$ est déterminé pour un large spectre de glissement. Malgré cela la valeur $n'_{\mu eH}$ est très proche de celle identifiée pour $\delta g = \pm 72 \mu m$, $n_{H\mu e} = -0.26$ (Eq. 18).

On montre ainsi que la loi de frottement permettant de quantifier l'effet de la taille du contact est très stable quelle que soit l'amplitude de glissement imposée.

1.3.2.3 Analyse de la cinétique d'usure (Approche d'Archard) :

Nous cherchons maintenant à analyser la cinétique d'usure en fonction de la taille du contact pour différentes conditions de glissement.

La figure 73 confirme le comportement linéaire d'usure en fonction du coefficient d'Archard. En revanche on observe une forte variation des coefficients d'usure (coefficients directeurs) en fonction de a_H . Les conclusions déduites pour $\delta g = \pm 72 \mu m$ sont ici confirmées pour les

différentes conditions $\delta g/a_H$ étudiées à savoir : « la cinétique de l'usure tend à diminuer avec le rayon de contact » (Tableau 14).

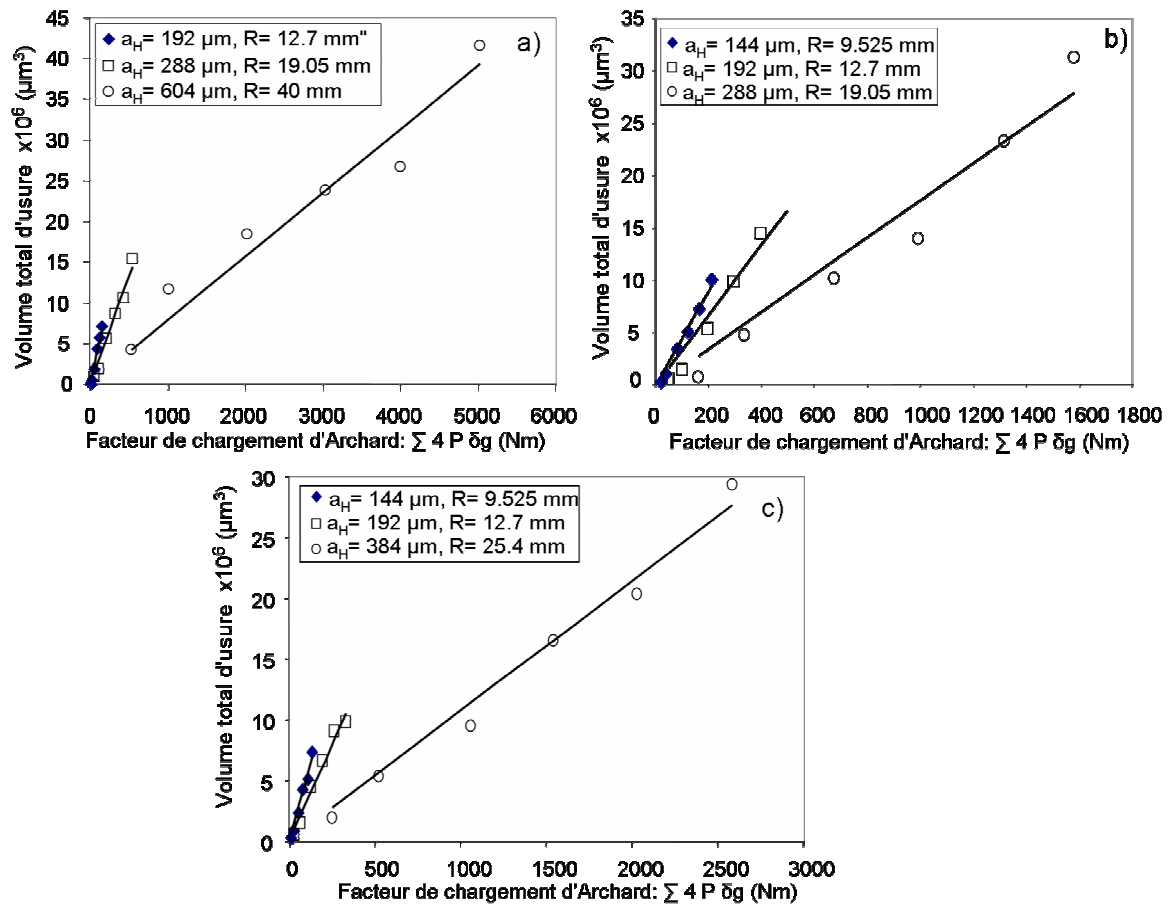


Figure 73: Évolution du volume d'usure en fonction de facteur de chargement d'Archard, comparaison de coefficient d'usure K des différents rayons de contact pour chaque condition étudiée : a) $\delta g/a_H = 0.25$, b) $\delta g/a_H = 0.75$ et c) $\delta g/a_H = 0.5$.

a_H (μm) ; R (mm)	Coefficient d'usure d'Archard K ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$)	Coefficient de régression R^2	$\delta g / a_H$
144 ; 9.525	39877	0.97	0.25
192 ; 12.7	490867	0.95	0.25
288 ; 19.05	25804	0.98	0.25
604 ; 40	7842	0.94	0.25
754 ; 50	7895	0.99	0.25
122 ; 8	50607	0.97	0.5
144 ; 9.525	49648	0.97	0.5
174 ; 11.5	40183	0.98	0.5
192 ; 12.7	35019	0.92	0.5
384 ; 25.4	11480	0.92	0.5
604 ; 40	4906	0.81	0.5
754 ; 50	5573	0.91	0.5
144 ; 9.525	44782	0.97	0.75
192 ; 12.7	33528	0.94	0.75
288 ; 19.05	17643	0.95	0.75
604 ; 40	7893	0.93	0.75
754 ; 50	4210	0.95	0.75

Tableau 14 : Valeurs du coefficient d'usure d'Archard K et des coefficients de régression R^2 pour les différentes tailles de contact étudiées ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$).

On observe une très légère diminution de la cinétique d'usure (K) avec l'amplitude de glissement.

Cependant son influence est très faible par rapport à celle de la dimension du contact.

On peut donc conclure que pour les conditions et le tribo-couple étudié, l'amplitude de glissement a une influence négligeable vis-à-vis de la cinétique d'usure (Figure 74).

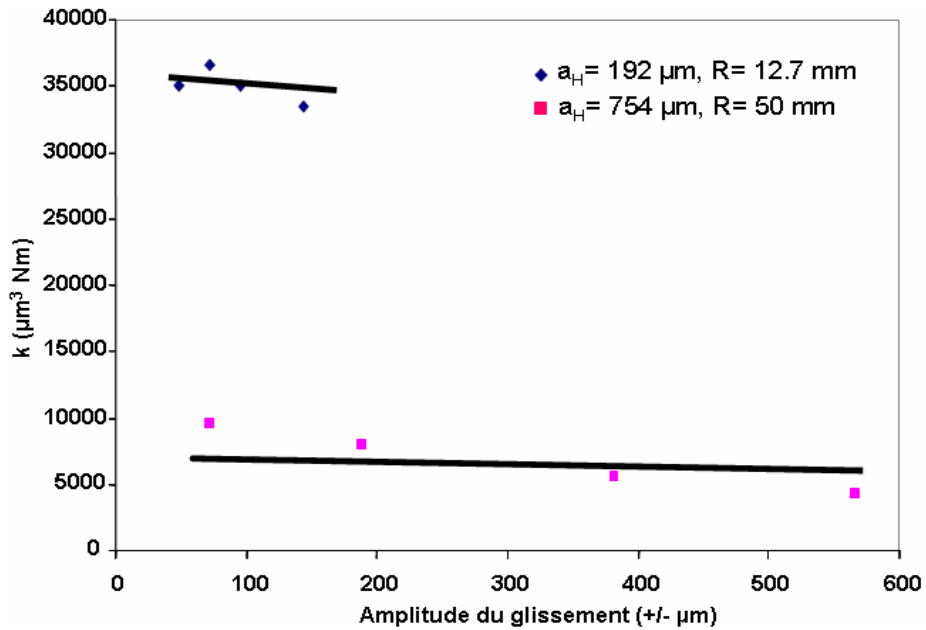


Figure 74 : Valeurs du coefficient d'usure K en fonction de l'amplitude de glissement pour deux contacts ($\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$).

L'influence de l'amplitude de glissement étant faible, on reporte l'ensemble des résultats dans le diagramme log-log traçant l'évolution du coefficient d'usure en fonction du rayon de contact normalisé (Figure 75).

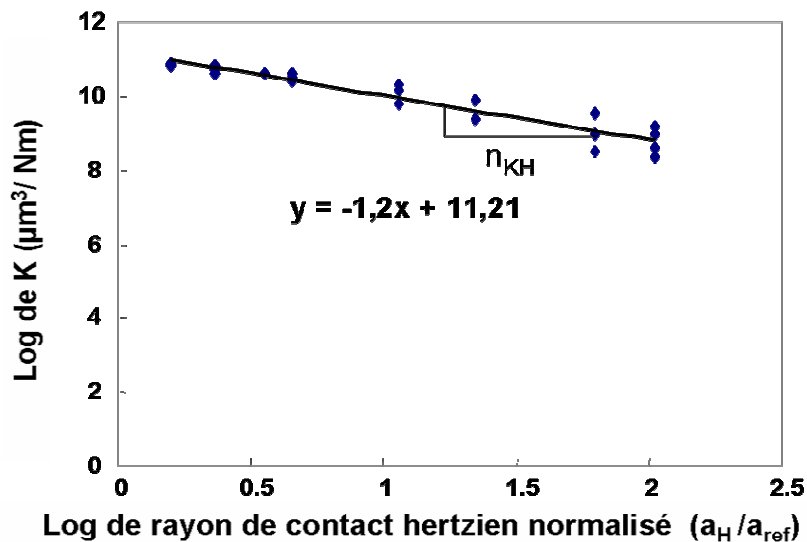


Figure 75: Diagramme log-log traçant l'évolution du coefficient d'usure K en fonction du coefficient d'usure K en fonction du rayon de contact hertzien normalisé, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$, $a_{ref} = 100 \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$).

Comme pour l'analyse en amplitude de glissement constante (fig. 64), on observe une évolution qui nous permet d'exprimer la cinétique d'usure au travers de la relation suivante :

$$K_H = K_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{kH}} \quad (24)$$

Avec $K_{H_ref}=75000 \mu\text{m}^3/\text{Nm}$ et $n_{kH}= -1.2$

Les paramètres K_{H_ref} et n_{kH} ici identifiés au travers d'un large spectre d'amplitudes de glissement sont en fait très proches de ceux obtenus pour une amplitude constante ($\delta g= 72 \mu\text{m}$). On confirme ici la stabilité du modèle qui permet avec une loi puissance très simple, de décrire la cinétique d'usure du contact 100Cr6/100Cr6 au travers d'un large spectre de dimensions de contact de contact et un large spectre d'amplitudes de glissement.

La figure 76 confirme la stabilité de la formulation proposée puisque l'évolution asymptotique de l'usure est très bien décrite par l'expression proposée.

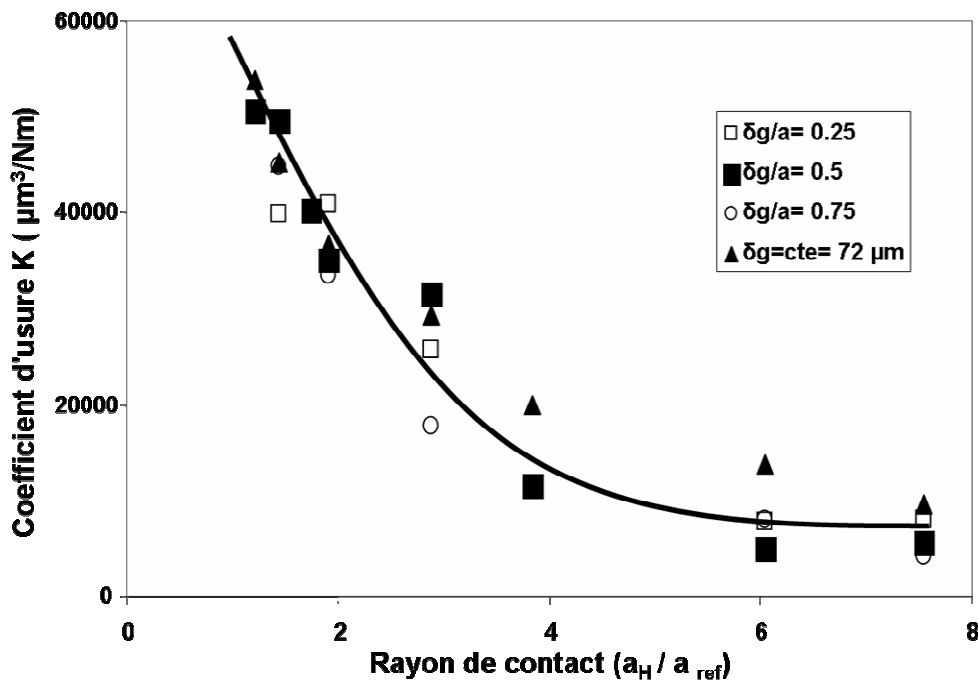


Figure 76: Évolution du coefficient d'usure d'Archard K en fonction du rayon de contact hertzien, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$) ;
— courbe théorique.

1.3.2.4 Cinétique d'usure énergétique α :

Nous élargissons l'analyse à l'approche énergétique. La figure 77 trace l'évolution des volumes d'usure totale en fonction de l'énergie dissipée ; pour différents rayons de contact et différentes configurations de glissement.

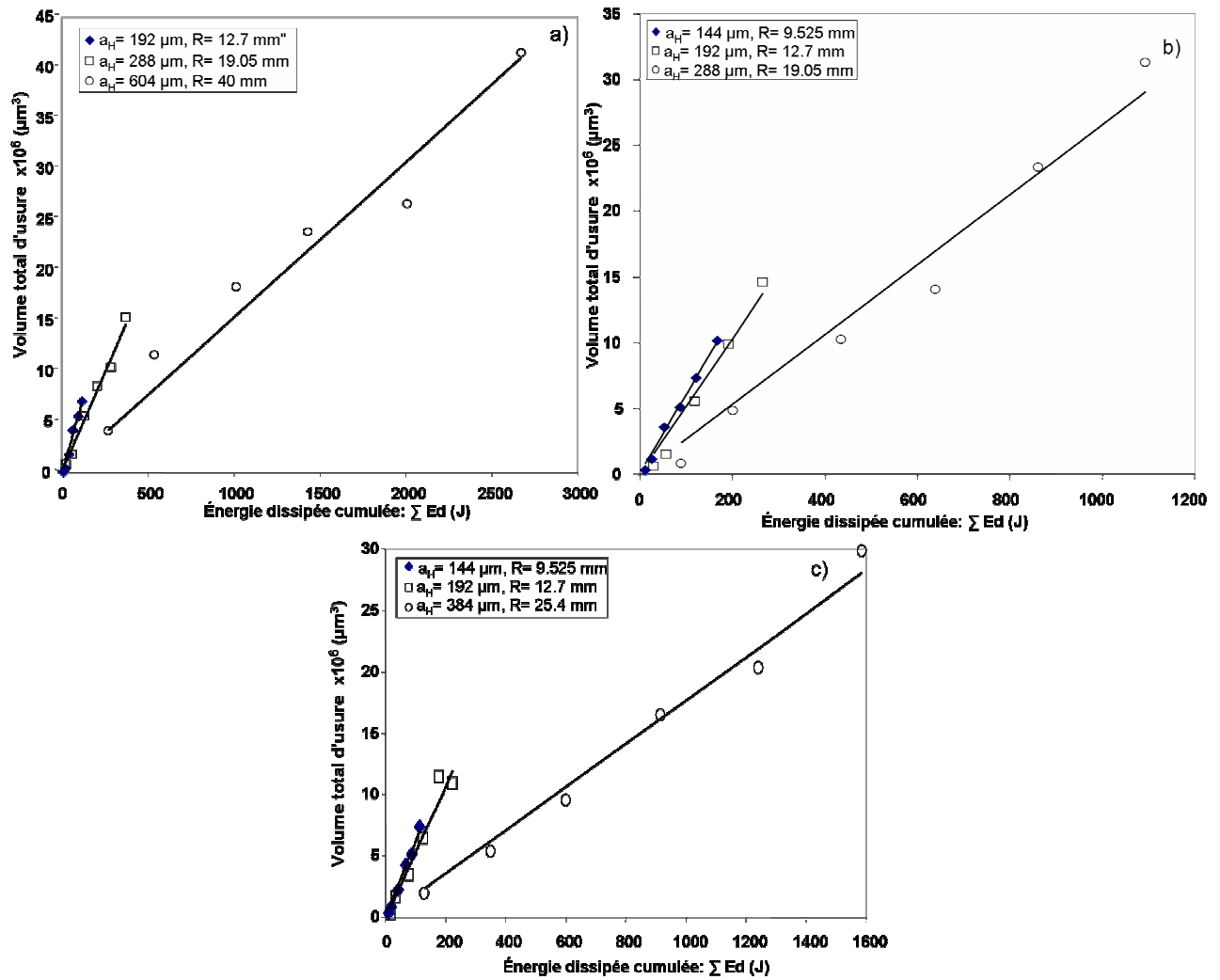


Figure 77: Évolution du volume d'usure en fonction de l'énergie dissipée cumulée ; analyse de l'impact de la dimension du contact pour différentes configurations de glissement :
 a) $\delta g/a_H = 0.25$, b) $\delta g/a_H = 0.75$ et c) $\delta g/a_H = 0.5$

La figure 77 confirme une évolution linéaire pour tous les rayons et les conditions étudiées on retrouve le résultat précédent à savoir que l'augmentation de la taille du contact a_H tend à réduire le paramètre α autrement dit à réduire le rendement énergétique de l'usure. L'ensemble des données issues de cette analyse sont compilées dans le tableau 15.

$\delta g/ a_H$	Coefficient d'énergie d'usure α ($\mu\text{m}^3/\text{J}$)	Coefficient de régression R^2	Rayon de sphère (mm)
0.25	56138	0.97	9.525
0.25	58654	0.97	12.7
0.25	39376	0.98	19.05
0.25	15336	0.95	40
0.25	15053	0.97	50
0.5	73708	0.98	8
0.5	61425	0.98	9.525
0.5	51061	0.99	11.5
0.5	52534	0.97	12.7
0.5	18824	0.91	25.4
0.5	13812	0.84	40
0.5	12001	0.82	50
0.75	60327	0.99	9.525
0.75	51568	0.96	12.7
0.75	26544	0.97	19.05
0.75	14041	0.96	40
0.75	9849	0.97	50

Tableau 15 : Coefficient énergétique d'usure α établis pour les différentes tailles de contact et conditions de glissement ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$).

De la même façon que pour l'analyse d'Archard, la figure 78 souligne la très faible dépendance de la cinétique d'usure vis-à-vis de l'amplitude de glissement. On observe une très légère réduction de la cinétique d'usure pour les grandes amplitudes de glissement.

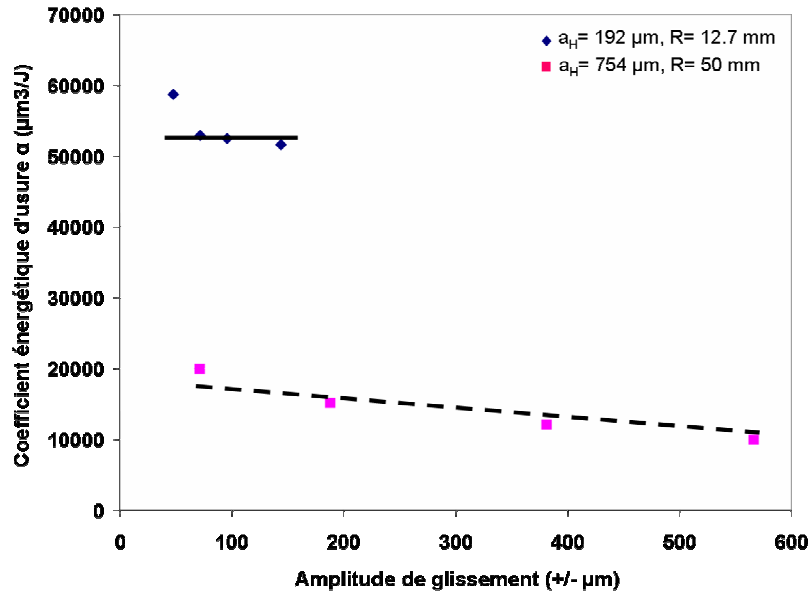


Figure 78 : Evolution du coefficient d'usure énergétique α en fonction de l'amplitude de glissement appliquée pour différents rayons de contact ($\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$)

L'influence de l'amplitude de glissement étant très faible vis-à-vis de celle de la taille du contact on la néglige. Pour exprimer la loi d'usure on trace le diagramme log-log décrivant l'évolution du coefficient énergétique d'usure en fonction de la dimension du contact (figure 79).

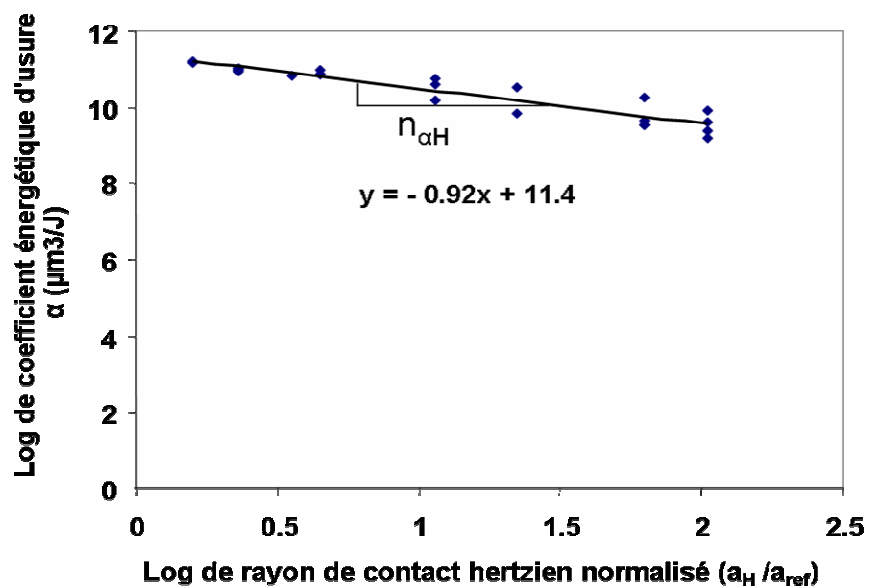


Figure 79: Loi logarithmique du coefficient d'usure énergétique α en fonction du rayon de contact hertzien normalisé, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$, $a_{ref} = 100 \mu\text{m}$)

Nous exprimons ainsi la loi d'usure énergétique telle que :

$$\alpha_H = \alpha_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha H}} \quad (25)$$

Avec $\alpha_{H_ref} = 90000 \mu\text{m}^3/\text{J}$ et $n_{\alpha H} = -0.9$

La stabilité de la formulation proposée est encore une fois démontrée par la figure 80 par laquelle on montre que la formulation puissance permet une très bonne description de l'évolution du coefficient d'usure en fonction de rayon de contact a_H .

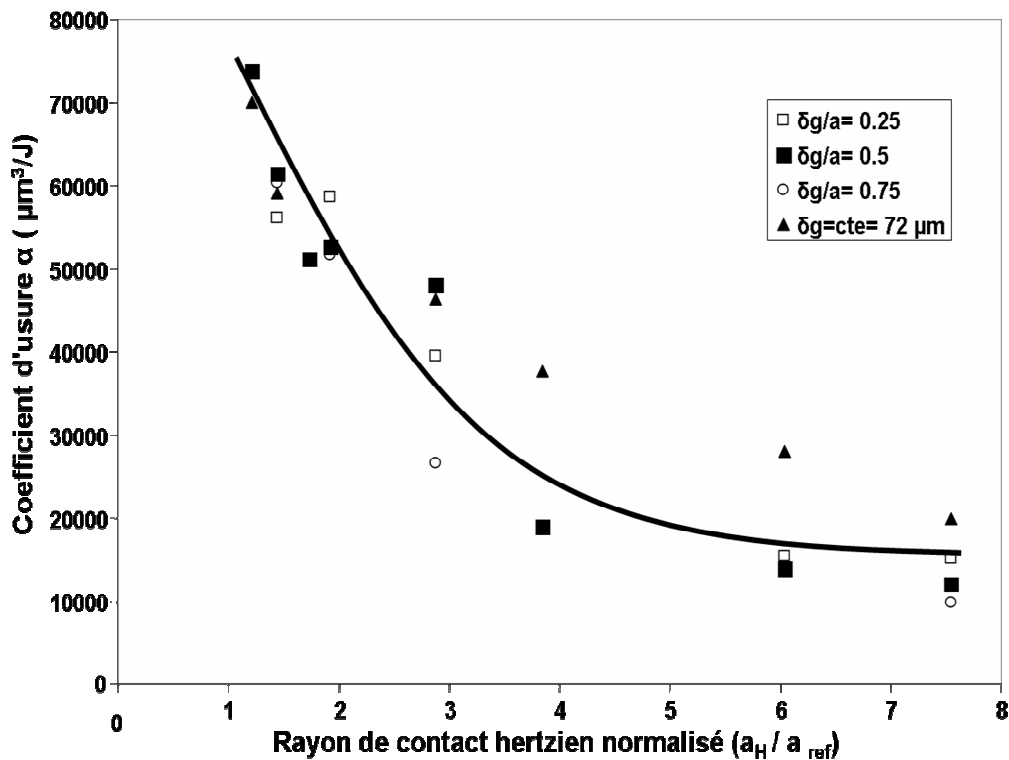


Figure 80: Evolution du coefficient énergétique d'usure α en fonction de l'aire de contact hertzien normalisé, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$ $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$); — courbe théorique

Malgré une dispersion plus importante que celle observée pour le facteur d'Archard, on montre que la loi puissance permet une très bonne description de la réduction asymptotique du rendement énergétique de l'usure.

1.3.2.5 Synthèse :

Cette étude a montré que pour les conditions de contact étudiées la cinétique d'usure ainsi que le comportement tribologique dépendent très peu de l'amplitude de glissement.

Ainsi tant que le contact est en glissement total on peut écrire que quel que soit $\delta g/a_H$ appartient à [0.25 – 0.75], $\mu_e = \text{cte}$, $K = \text{cte}$ et $\alpha = \text{cte}$.

En revanche on démontre une très forte dépendance de la dimension du contact (rayon hertzien a_H).

L'analyse généralisée à un large spectre de ratio démontre que la loi de frottement et les lois d'usure d'Archard et énergétique peuvent s'exprimer au travers de lois puissances telles que :

$$\bar{\mu}_e = \bar{\mu}_{eH_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n'_{\mu eH}}$$

Avec $\bar{\mu}_{eH_ref} = 0.8$, $n'_{\mu eH} = -0.25$

$$K_H = K_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{kH}}$$

Avec $K_{H_ref} = 75000 \mu\text{m}^3/\text{Nm}$ et $n_{kH} = -1.2$

$$\alpha_H = \alpha_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha H}}$$

Avec $\alpha_{H_ref} = 90000 \mu\text{m}^3/\text{J}$ et $n_{\alpha H} = -0.92$

Ces relations permettent de décrire la diminution asymptotique du coefficient de frottement et des cinétiques d'usure avec la dimension du contact.

Par ailleurs nous avons montré que la loi de frottement du contact 100Cr6/100Cr6 est très stable de sorte qu'il est possible d'écrire la relation :

$$\mu_e = \frac{K}{\alpha} \quad \text{ou} \quad K = \mu_e \cdot \alpha$$

Pour un contact donné (c.à.d. un rayon a_H fixe).

En reprenant cette relation direct entre le coefficient d'usure d'Archard et le coefficient énergétique nous déduisons :

$$\begin{aligned} K_H &= K_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{kH}} = \bar{\mu}_{eH_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n'_{\mu eH}} \times \alpha_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha H}} \\ &= (\bar{\mu}_{eH_REF} \cdot \alpha_{H_REF}) \times \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n'_{\mu eH} + n_{\alpha H}} \end{aligned}$$

Cette généralisation de la relation $k = \mu_e \cdot \alpha$ vérifiée pour un coefficient de frottement constant et un contact donné est effectivement confirmée puisque par identification on retrouve bien

$$\overline{\mu_{eH_REF}} \cdot \alpha_{H_REF} = 72000 = K_{H_REF}$$

et

$$n'_{H\mu_e} + n_{\alpha H} = -1.17 = n_{kH}$$

Nous avons au travers de relations puissances très simples exprimé de façon fiable le comportement tribologique (frottement et usure) du contact 100C6/100C6. Cependant au cours de l'endommagement l'aire du contact augmente, aussi une analyse basée suivant le contact hertzien n'est sans doute pas suffisante. Dans le chapitre suivant nous allons montrer comment cet aspect peut être pris en compte.

1.3.3 Prise en compte de l'usure dans l'analyse:

L'analyse que nous avons développé est établie en considérant un contact hertzien constant. En réalité l'usure des surfaces engendre une extension de l'aire de contact et donc du rayon de contact.

La figure 81 illustre l'évolution du rayon de contact « a » en fonction du nombre de cycles pour deux rayons de sphère.

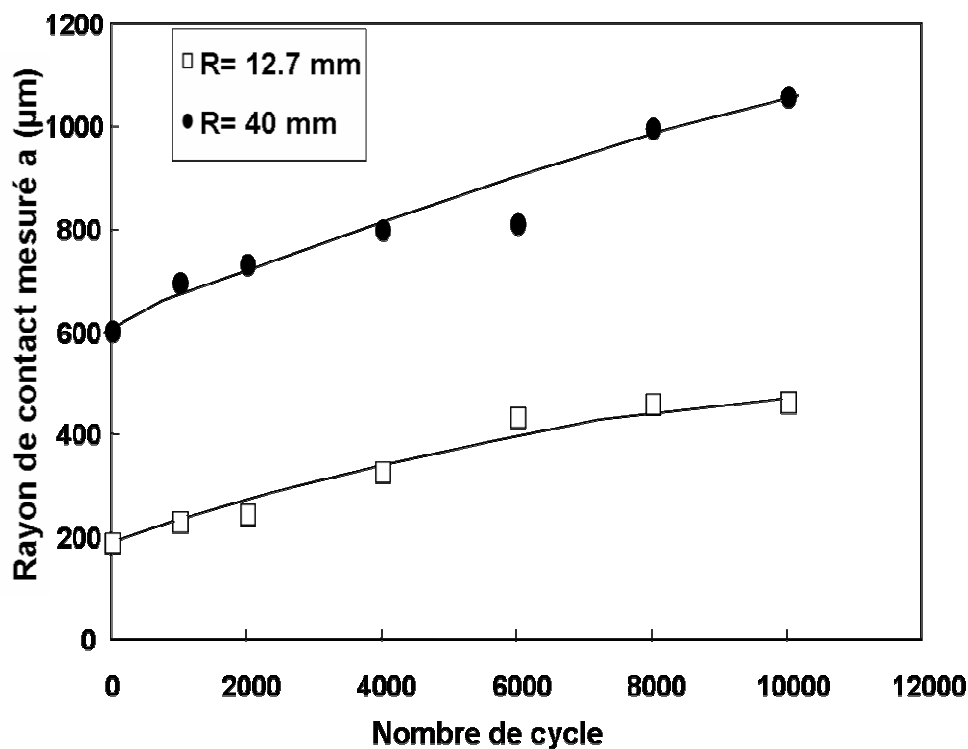


Figure 81: Rayon de contact mesuré après chaque essai, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g/a_H = 0.5$)

La prise en compte de l'extension de l'aire de contact dans l'analyse locale de l'usure a été établie soit en considérant l'approche énergétique soit la démarche d'Archard.

En fait on peut formaliser l'évolution du rayon de contact en considérant le volume d'usure associé à une section de la sphère.

La figure 82 illustre le principe de l'analyse.

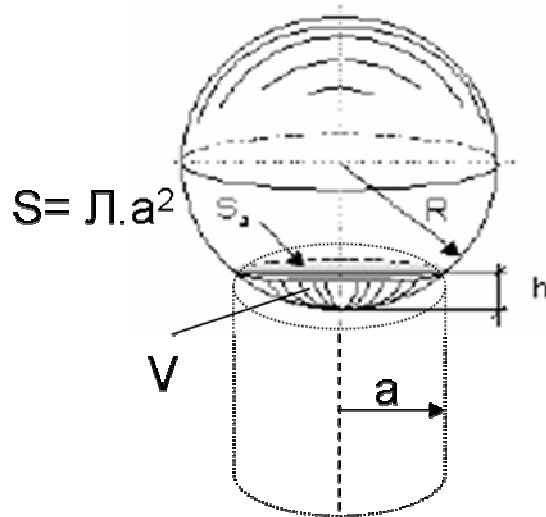


Figure 82: Analyse géométrique de l'extension de l'aire de contact

La surface de contact est exprimée par la relation :

$$S_a = 2\pi R h \quad (26)$$

$$V = \frac{1}{3}\pi h^2 (3R - h) \quad (27)$$

En considérant h très petit par rapport à R ($h \ll R$) on déduit que :

$$V = \frac{1}{4\pi R} \cdot S^2 \quad (28)$$

Soit

$$a = (4R/\pi)^{1/4} \cdot V^{1/4} \quad (29)$$

En considérant le facteur d'Archard tel que :

$$V = K \cdot \sum W \quad (30) \text{ avec } \sum W = \sum 4 \cdot \pi \cdot \delta g_i$$

Nous déduisons la relation suivante :

$$a = (4RK/\pi)^{1/4} \cdot \sum W^{1/4} \quad (31)$$

Cette formulation est cependant biaisée car elle ne prend pas en compte le contact hertzien initial. Pour résoudre ce paradoxe on propose d'exprimer le rayon de contact au $i^{\text{ème}}$ cycle par la relation :

$$a_{(i)} = A \sum W_i^{1/4} + a_H \quad (32) \quad \text{avec } A = (4RK/\pi)^{1/4}$$

En normalisant par le rayon de contact hertzien initial nous déduisons :

$$a_{n(i)} = a_{(i)}/a_H = A' \sum W_{(i)}^{1/4} + 1 \quad (33) \quad \text{avec } A' = A/a_H$$

La figure 83 trace l'évolution du contact normalisée $a_{n(i)}$ en fonction du facteur $\sum W_{(i)}^{1/4}$ pour un même rayon de sphère $R = 40$ mm.

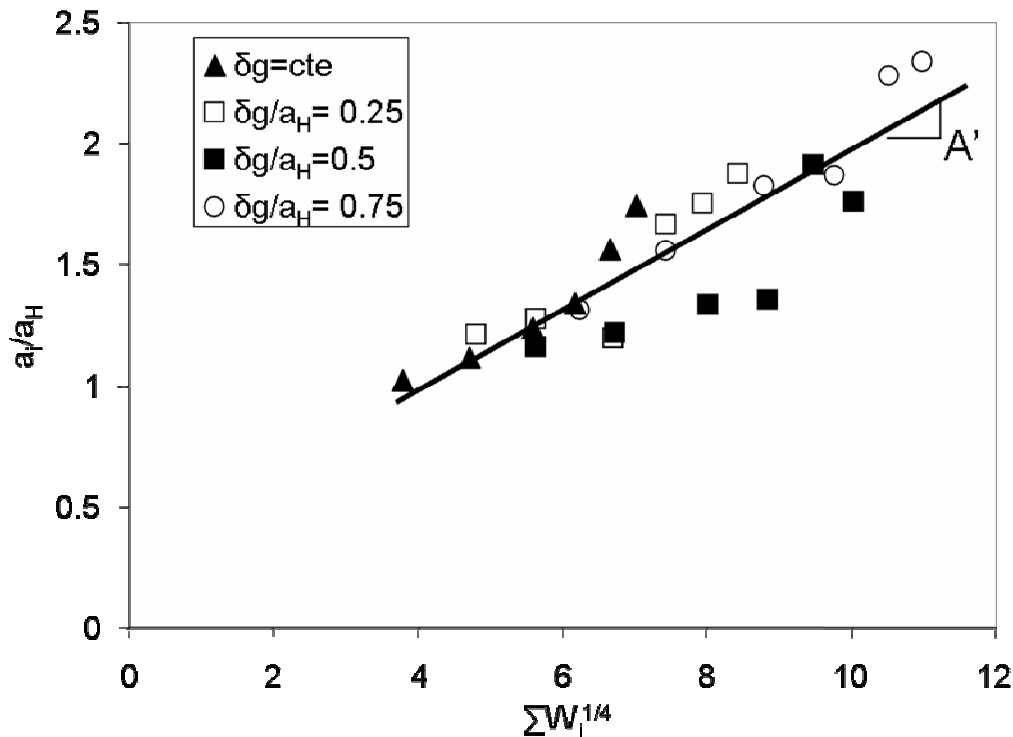


Figure 83: Evolution du rayon de contact en fonction du facteur $\sum W_i^{1/4}$ pour $R = 40$ mm

On observe une très bonne corrélation linéaire qui confirme la stabilité de cette approximation. Pour le contact étudié on détermine une pente égale $A' = 0.16$.

En considérant des conditions de chargement constantes durant tout l'essai soit $W_{cy} = 4.P.\delta g = cte$ nous pourrions déduire $\sum W = N.W_{cy}$ et finalement exprimer l'extension de l'aire de contact en fonction du nombre de cycles :

$$a_{n(i)} = A' (4.P.\delta g)^{1/4} . N^{1/4} + 1 \quad (34)$$

Pour prendre en compte l'extension de l'aire de contact dans notre analyse de l'effet de la taille de contact sur l'usure on considère la valeur moyenne du rayon de contact soit :

$$a_M = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i \quad (35)$$

On pourrait utiliser la formulation déduite précédemment soit :

$$a_M = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [(A'.P.\delta g)^{1/4} . N^{1/4} + 1] \quad (36)$$

Cependant cette approximation est vérifiée pour un K et donc un A' constant. Or on montre que la cinétique d'usure (K) dépend du rayon de contact. Aussi dans le cas présent nous considérons uniquement la formulation initiale telle que

$$a_M = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i$$

Le rayon de contact a_i est mesuré à différents nombres de cycles. Notre analyse expérimentale considère un nombre suffisant d'essais pour nous permettre de discrétiser de façon assez fine l'extension du rayon de contact et ainsi déduire une valeur moyenne assez fiable.

La figure 84 et l'équation 37 montrent la façon de calculer la moyenne du rayon de contact moyen de tous les essais effectués pour chaque rayon de sphère.

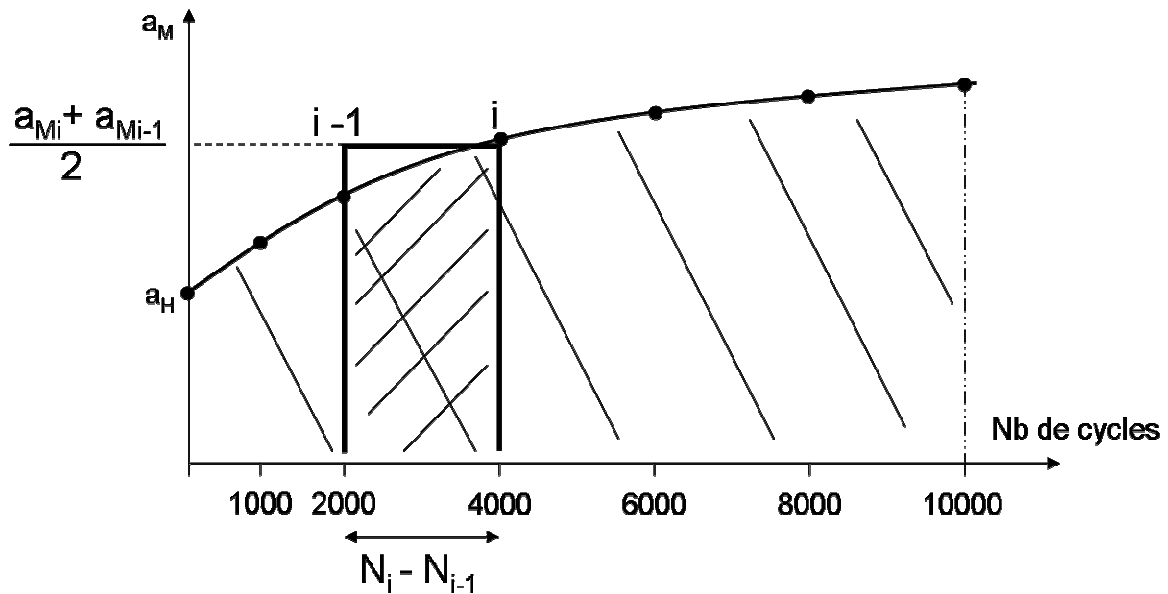


Figure 84: Illustration de la moyenne du rayon de contact moyen $\overline{a_M}$.

L'équation 37 s'écrit de la manière suivante :

$$\overline{a_M} = \frac{1}{N_t} \cdot \sum_{i=0}^{N_t} \frac{(a_{Mi} + a_{Mi-1}) \times (N_i - N_{i-1})}{2} \quad (37)$$

Avec $N_t = 10000$ cycles.

1.3.3.1 Analyse du coefficient de frottement :

La figure 85 trace l'évolution du coefficient de frottement moyen (Tableau 10) en fonction du rayon de contact moyen. On observe une évolution équivalente à celle identifiée pour le contact hertzien (Fig. 59)

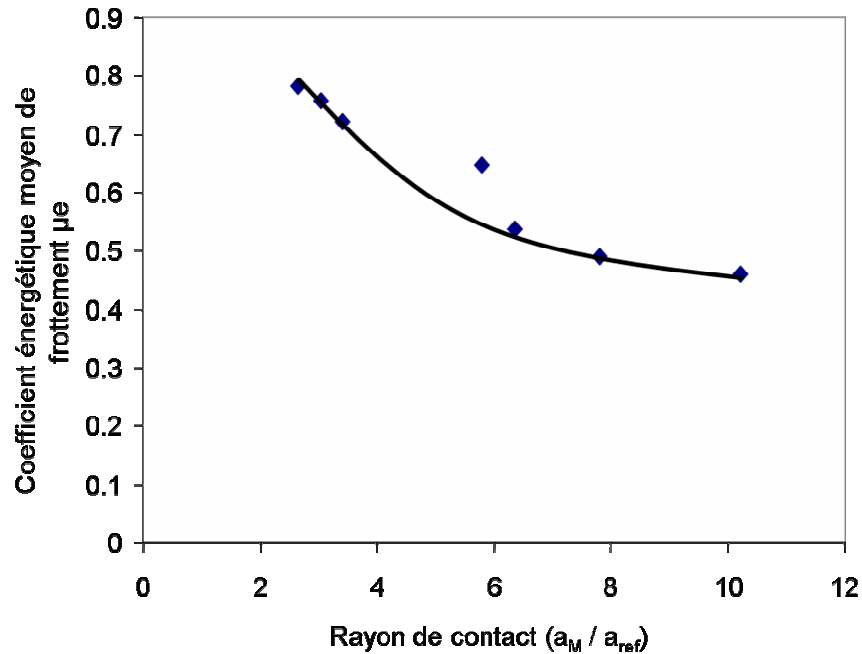


Figure 85: Valeurs du coefficient de frottement moyen en fonction du rayon de contact moyen a_M normalisé par le contact $a_{ref} = 100 \mu m$ ($p_0 = 1100 MPa$, $\delta g = \pm 72 \mu m$).

Comme pour l'analyse hertzienne, l'évolution asymptotique observée peut être décrite par une loi puissance hertzienne telle que :

$$\overline{\mu_e} = \overline{\mu_{eM_REF}} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}} \right)^{n_{\mu e M}} \quad (38)$$

L'analyse log-log nous permet d'identifier les variables, $\mu_{eM_ref} = 1$ et $n_{\mu e M} = -0,3$ (Figure 86).

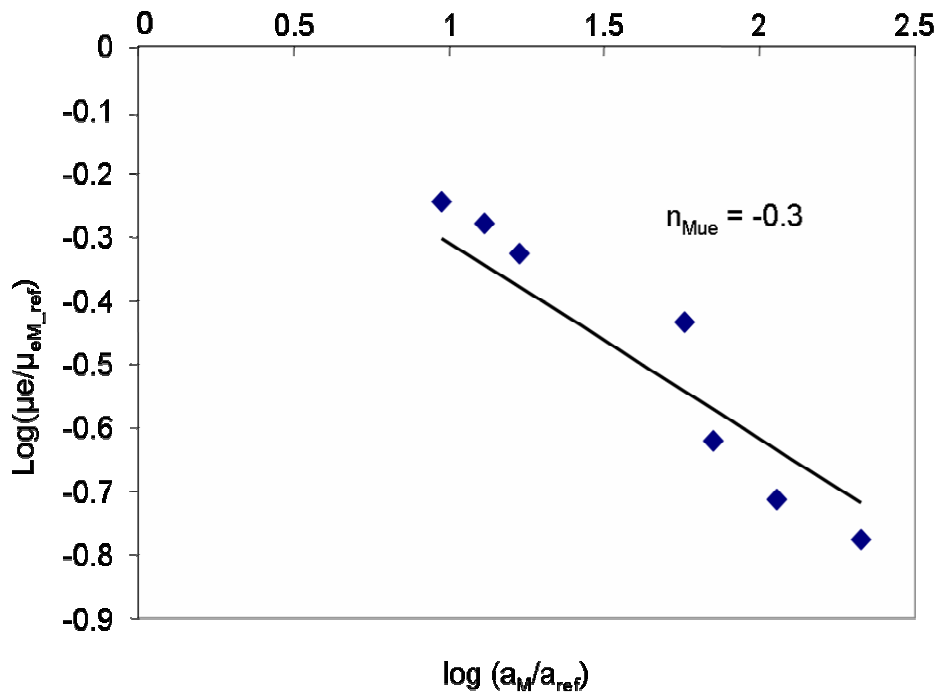


Figure 86: Evolution du coefficient de frottement en fonction de la taille de contact moyen normalisé ($a_{ref} = 100 \mu m$, $\mu_{eM_ref} = 1$, $p_0 = 1100 MPa$, $\delta g = \pm 72 \mu m$).

1.3.3.2 Analyse de l'usure :

Tenant compte de la valeur moyenne du rayon de contact on analyse la réponse de la cinétique d'usure en fonction de la taille du contact pour les différentes conditions de glissement étudiées.

Le tableau 16 regroupe les différentes données obtenues :

a_M (μm)	R (mm)	Coefficient d'usure d'Archard K ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$)	Coefficient d'énergie d'usure α ($\mu\text{m}^3/\text{J}$)	$\delta g / a_H$
265	8	53778	69950	$\delta g = +/-72\mu\text{m}$
305	9.525	45267	59074	$\delta g = +/-72\mu\text{m}$
342	12.7	36604	52856	$\delta g = +/-72\mu\text{m}$
581	19.05	29255	46313	$\delta g = +/-72\mu\text{m}$
637	25.4	19886	37573	$\delta g = +/-72\mu\text{m}$
782	40	13846	27952	$\delta g = +/-72\mu\text{m}$
1023	50	9482	19923	$\delta g = +/-72\mu\text{m}$
261	9.525	39877	56138	0.25
336	12.7	490867	58654	0.25
461	19.05	25804	39376	0.25
870	40	7842	15336	0.25
1060	50	7895	15053	0.25
262	8	50607	73708	0.5
300	9.525	49648	61425	0.5
333	11.5	40183	51061	0.5
363	12.7	35019	52534	0.5
648	25.4	11480	18824	0.5
888	40	4906	13812	0.5
1184	50	5573	12001	0.5
355	9.525	44782	60327	0.75
461	12.7	33528	51568	0.75
649	19.05	17643	26544	0.75
1111	40	7893	14041	0.75
1270	50	4210	9849	0.75

Tableau 16: Valeurs du coefficient d'usure k et coefficient d'énergie d'usure α pour les différentes tailles de contacts moyens étudiées ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$).

1.3.3.2.1 Formulation de la loi d'Archard :

Comme pour l'étude basée sur le contact hertzien on analyse la réponse de la cinétique d'usure au travers d'un diagramme log-log.

La figure 87 confirme une très bonne linéarité qui nous permet de tracer la cinétique d'usure d'Archard au travers d'une loi puissance (figure 88) telle que :

$$K_M = K_{M_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}} \right)^{n_{KM}} \quad (39)$$

Avec $K_{M_REF} = 250\,000 \mu\text{m}^3/\text{Nm}$ et $n_{KM} = -3/2$.

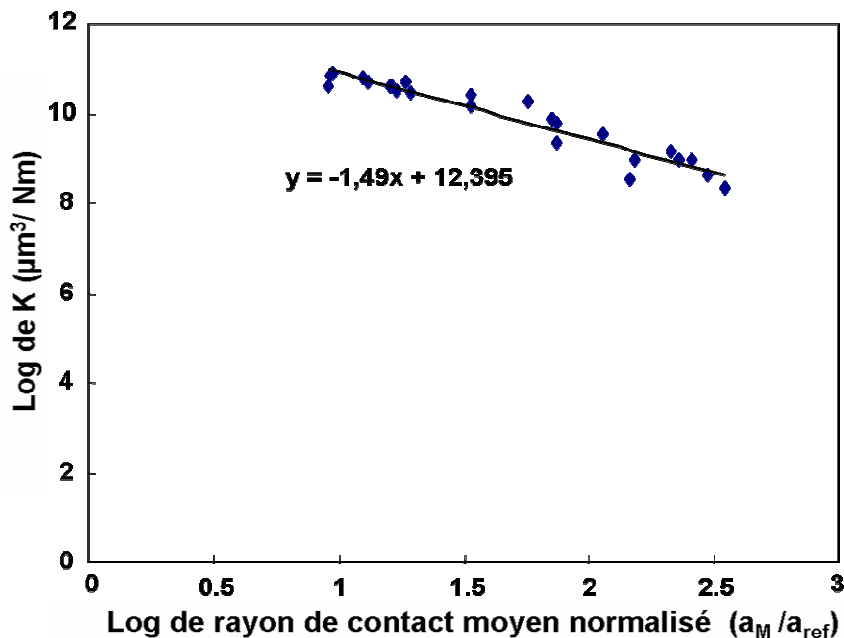


Figure 87: Loi logarithmique du coefficient d'usure d'Archard K en fonction de la loi logarithmique du rayon de contact moyen normalisé, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$).

La comparaison entre les résultats expérimentaux et la formulation puissance proposée confirme la très bonne stabilité du modèle.

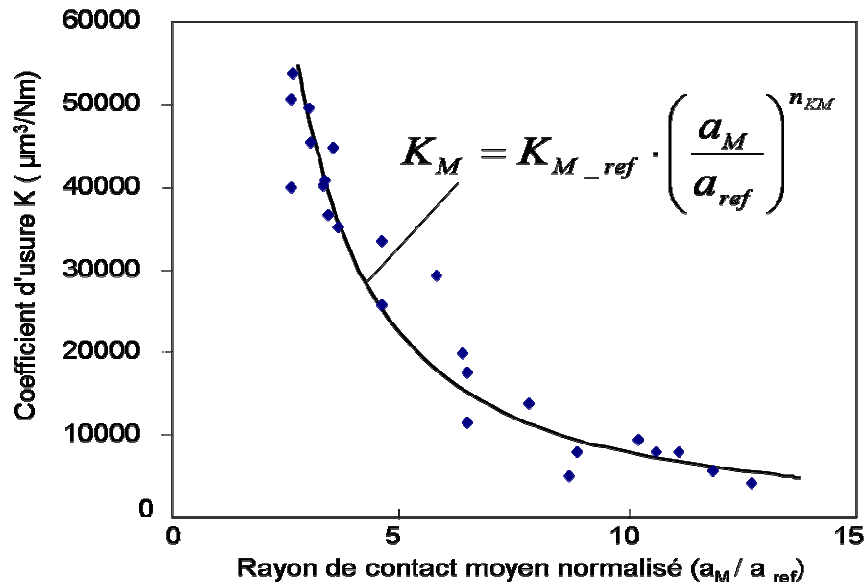


Figure 88: Validation de la formule de puissance de la loi d'usure d'Archard K en fonction de l'aire de contact moyen normalisé, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \text{ } \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$).

1.3.3.2.2 Formulation de la loi énergétique :

Nous reprenons l'analyse en considérant la formulation énergétique de l'usure. Le tracé de l'évolution du coefficient énergétique d'usure en fonction du rayon de contact moyen normalisé a_M (représentant log-log) confirme une très bonne linéarité qui nous permet d'exprimer une loi puissance telle que :

$$\alpha_M = \alpha_{M_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha M}} \quad (40)$$

Avec $\alpha_{M_ref} = 250\,000 \text{ } \mu\text{m}^3/\text{J}$ et $n_{\alpha M} = -1.2$

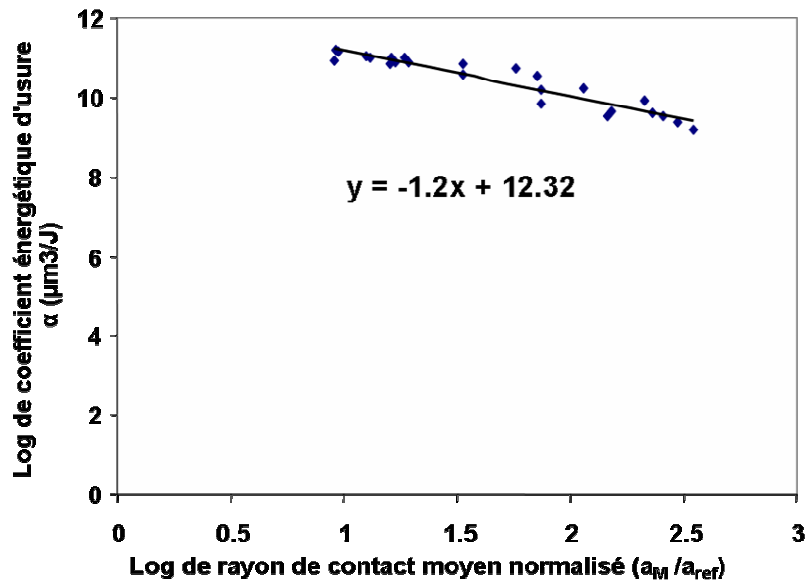


Figure 89: Loi logarithmique du coefficient d'usure énergétique α en fonction de la loi logarithmique du rayon de contact moyen normalisé, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \text{ } \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$).

Encore une fois la stabilité de la formulation est validée. En effet, la figure 90 montre une très bonne corrélation entre la loi d'usure et l'expression puissance proposée.

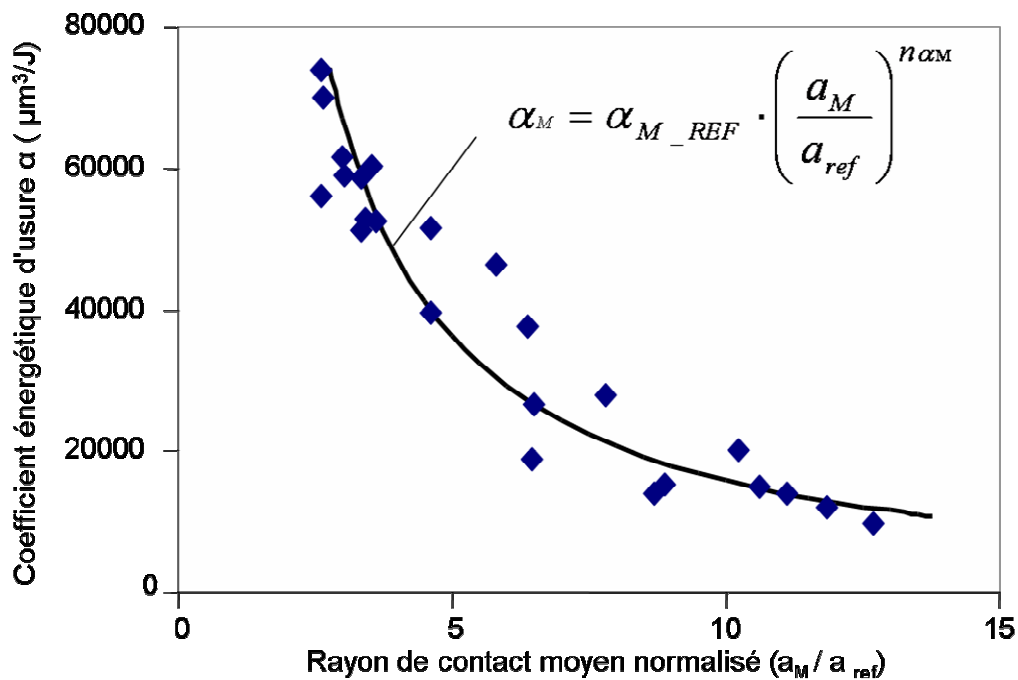


Figure 90: Validation de la formule de puissance de la loi d'usure énergétique α en fonction de l'aire de contact moyen normalisé, ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \text{ } \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$).

1.3.3.3 Synthèse :

En réalité la stabilité du coefficient de frottement pour le couple 100Cr6/100Cr6 étudié se traduit par une équivalence entre les approches énergétiques et Archard.

On peut illustrer cet aspect par la relation suivante :

$$\bar{\mu}_e = \frac{K_M}{\alpha_M} = \frac{K_{M_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}}\right)^{n_{KM}}}{\alpha_{M_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}}\right)^{n_{\alpha M}}} = \frac{K_{M_REF}}{\alpha_{M_REF}} \times \left(\frac{a_M}{a_{ref}}\right)^{n_{KM} - n_{\alpha M}} \quad (41)$$

En considérant la relation exprimant l'évolution du coefficient de frottement :

$$\bar{\mu}_e = \bar{\mu}_{eM_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}}\right)^{n_{\mu eM}}$$

On retrouve bien par identité les relations suivantes :

$$\bar{\mu}_{eM_REF} = \frac{K_{M_REF}}{\alpha_{M_REF}} = 1$$

Et $n_{\mu eM} = n_{KM} - n_{\alpha M} = -1.5 - (-1.2) = -0.3$

Cette stabilité est confirmée par la relation Figure 91 qui montre une très bonne corrélation entre les valeurs du coefficient de frottement énergétique expérimentales et celles extrapolées par la relation :

$$\mu_e = K_M / \alpha_M \quad (41)$$

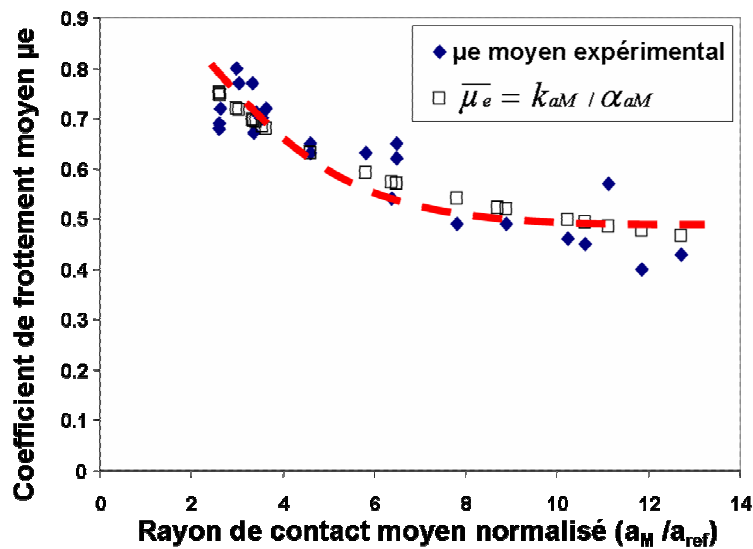


Figure 91: Superposition des deux valeurs du coefficient de frottement moyen expérimental et théorique en fonction des rayons de contact moyen normalisé ($p_0 = 1100$ MPa, $\delta g = \pm 72$ μm , $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$).

Nous avons montré qu'une formulation en loi puissance permet une très bonne description de l'impact de la taille du contact vis-à-vis de la cinétique d'usure.

Le tableau 17 récapitule les données obtenues respectivement pour l'approche Archard et énergétique en considérant soit le rayon hertzien, soit la formulation plus réaliste qui tient compte de l'usure du contact autrement dit du rayon de contact moyen a_M .

K	K_{ref} ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$)	n
(a_H/ a_{ref})	75000	-1.2
(a_M/ a_{ref})	250000	-1.5

(a)

α	α_{ref} ($\mu\text{m}^3/\text{J}$)	n
(a_H/ a_{ref})	90000	-0.9
(a_M/ a_{ref})	250000	-1.2

(b)

Tableau 17 : Valeurs des paramètres des équations :a) K et b) α ($p_0= 1100 \text{ MPa}$, $\delta g= \pm 72 \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$).

On remarque que l'exposant de la loi de puissance varie relativement peu en fonction de la prise en compte ou pas de l'extension du rayon de contact par l'usure. En effet pour la loi d'Archard $n_{KH} = -1.2 = n_{KM} = -1.5$ et pour la loi énergétique $n_{\alpha H} = -0.9 = n_{\alpha M} = -1.2$

En revanche la variation du coefficient k_{ref} et α_{ref} est beaucoup plus significative dans le cas présent on observe une augmentation d'un facteur de 2 à 3 entre une analyse basée sur l'hypothèse d'un contact hertzien et une description considérant l'usure de l'interface au travers du rayon moyen a_M .

On peut expliquer cette très forte variation par le fait que le contact référence que nous considérons est relativement petit. Dans la zone des petits contacts la loi puissance implique qu'une faible variation de la taille du contact et une très forte variation de la cinétique d'usure. Cet aspect est illustré par la figure 92.

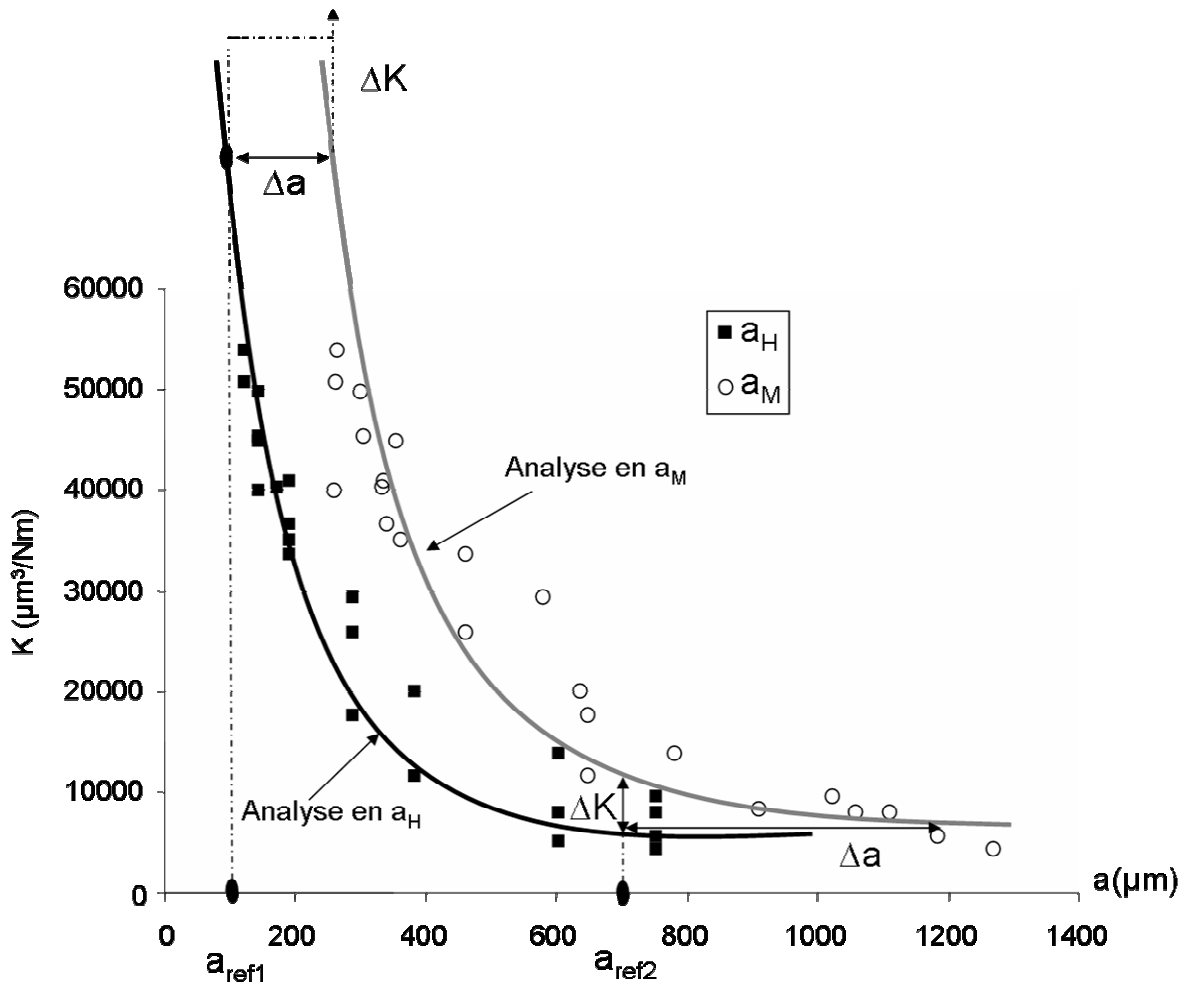


Figure 92: Illustration de l'impact d'un décollage de la loi d'usure de la variation de la cinétique d'usure ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$ et $\delta g/a_H = 0.75$)

En effet dans le domaine des petits contacts la translation de la loi d'usure associée à l'analyse en taille de contact moyenne engendre une très forte variation de la cinétique d'usure.

En revanche cette variation du coefficient K_{ref} (ainsi que α_{ref}) est beaucoup plus petite si le contact référence que nous aurions considérée était plus grand.

1.4 Impact couplé de la pression et de l'aire de contact :

Dans le paragraphe précédent nous avons établi une corrélation entre l'évolution de la cinétique d'usure et l'impact de la taille de contact.

Dans le paragraphe 1.2 nous avons montré que l'effet de la pression influe peu sur le frottement et la loi d'usure, tant que l'on reste dans un régime d'accommodation élastique ou « elastic shakedown ».

L'objectif de ce paragraphe est d'établir dans quelle mesure la formulation loi puissance permet de formuler la cinétique d'usure sous conditions de pression et de taille de contact variables.

Pour cela on met en place une stratégie d'essais croisés par lesquels on fait varier simultanément la taille de contact et la pression imposée. Nous limitons notre analyse à une seule condition de glissement $\delta g/a_H = 0.5$

Notre analyse va considérer dans un premier temps une formulation basée sur le contact hertzien avant d'être étendue à une description tenant compte de l'extension de l'aire de contact. Nous aborderons successivement l'évolution du coefficient de frottement puis les lois d'usure formulées respectivement à partir de la démarche d'Archard et la description énergétique. Les conditions opératoires que nous avons étudiées sont regroupées dans le tableau suivant.

R (mm)	p₀ (MPa)	P (N)	a_H (μm)	a_M (μm)	δg/ a_H	δg (μm)	$\bar{\mu}_e$ (10K cycles)
12.7	800	33	140	318	0.5	+/-70	0.74
19.05	800	74	210	482	0.5	+/-105	0.73
25.4	800	131	280	558	0.5	+/-140	0.75
40	800	324	440	814	0.5	+/-220	0.55
50	800	506	550	996	0.5	+/-275	0.55
8	1100	34	122	262	0.5	+/-61	0.85
9.525	1100	48	144	300	0.5	+/-72	0.83
11.5	1100	70	174	333	0.5	+/-87	0.79
12.7	1100	86	192	363	0.5	+/-96	0.75
25.4	1100	340	384	648	0.5	+/-192	0.65
40	1100	840	604	888	0.5	+/-302	0.45
50	1100	1310	754	1184	0.5	+/-377	0.54
9.525	1400	99	184	400	0.5	+/-92	0.76
12.7	1400	176	245	508	0.5	+/-123	0.73
19.05	1400	395	366	708	0.5	+/-183	0.59
40	1400	1730	768	1263	0.5	+384	0.44
50	1400	2700	960	1587	0.5	+/-480	0.4

Tableau 18 : Rayon de la sphère, pression de contact maximale, force normale, demi largeur de contact, ratio appliqué et l'amplitude de glissement étudiés pour l'analyse tribologique.

1.4.1 Analyse du coefficient de frottement :

La figure 93 illustre l'évolution du coefficient de frottement pour différents rayons de contact et les trois niveaux de pressions étudiées. Comme dans l'analyse partielle développée 1.3.2.2, on observe une réduction du coefficient de frottement avec l'extension de l'aire du contact.

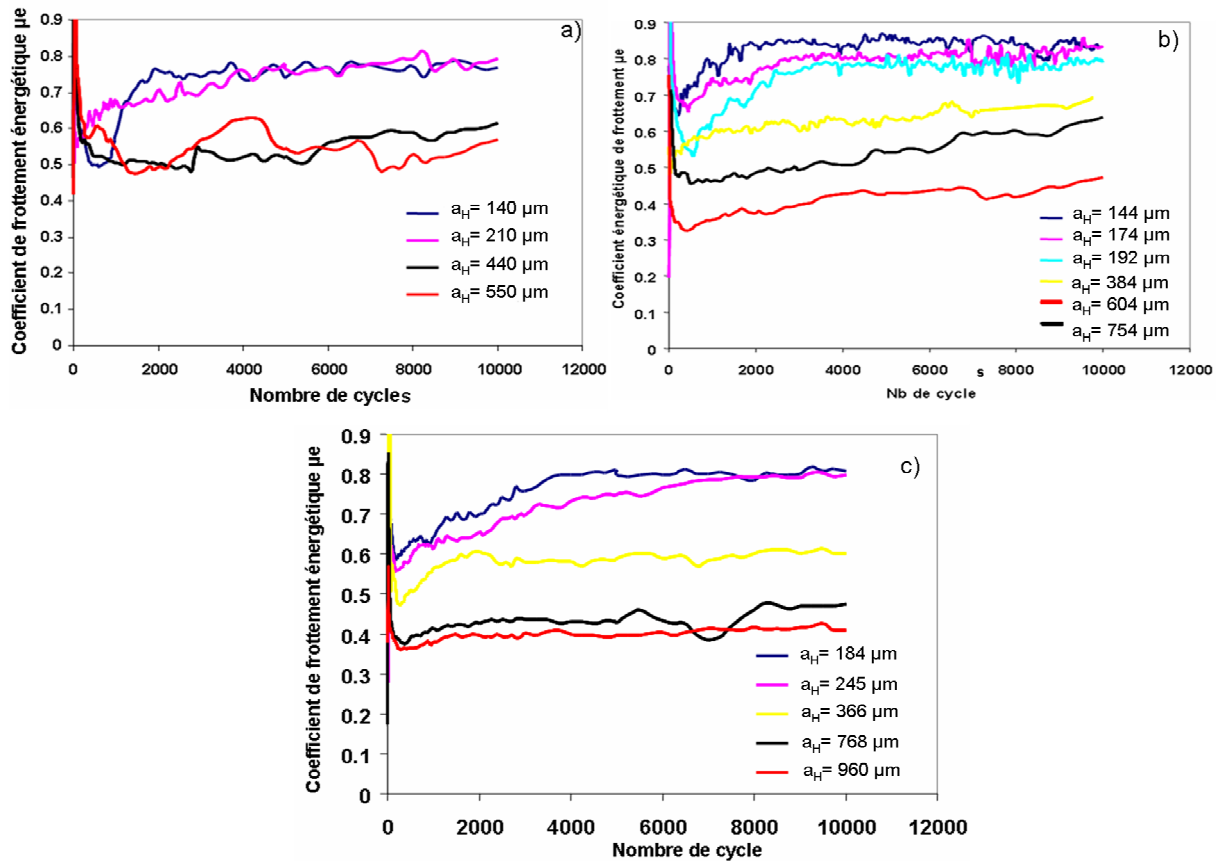


Figure 93: Évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles du contact associés aux différents rayons des sphères étudiées pour trois conditions : a) $p_0 = 800$ MPa, b) $p_0 = 1100$ MPa et c) $p_0 = 1400$ MPa

Pour établir l'influence respective de la pression par rapport à la taille du contact on trace l'évolution du coefficient de frottement énergétique moyen en fonction de la pression hertzienne pour les trois rayons de sphère appliqués.

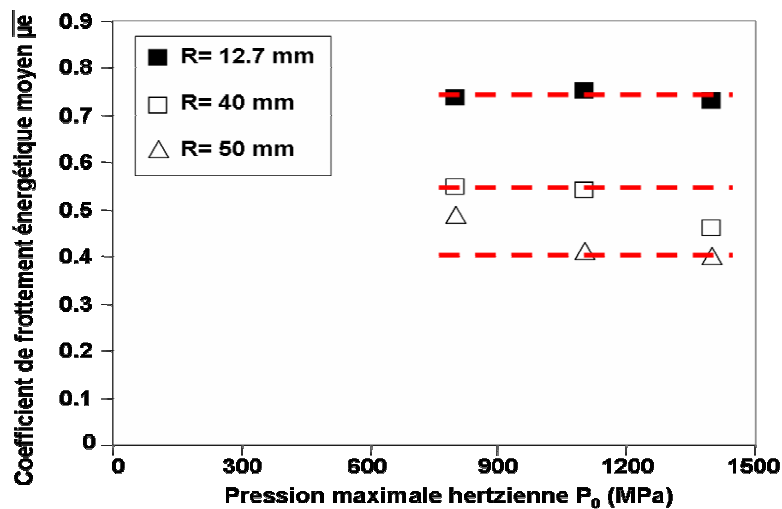


Figure 94 : Coefficient de frottement moyen en fonction de la pression appliquée pour les différents rayons de la sphère étudiés ($p_0 = 800$ MPa, $p_0 = 1100$ MPa et $p_0 = 1400$ MPa).

Cette analyse, confirme le fait que la pression de contact joue un rôle relativement mineur vis-à-vis du coefficient de frottement. En revanche le rayon de la sphère et plus directement la taille du contact a un rôle déterminant.

Plus la taille du contact est importante, plus le coefficient de frottement sera faible.

La question est de savoir si la formulation puissance développée pour quantifier l'impact de la taille du contact ou plus exactement le rayon de contact permet d'intégrer aussi une variation de la pression ou si une modification de la formulation est nécessaire.

Pour analyser cet aspect on reporte les coefficients de frottement moyens pour des aires de contact variables et de pressions variables.

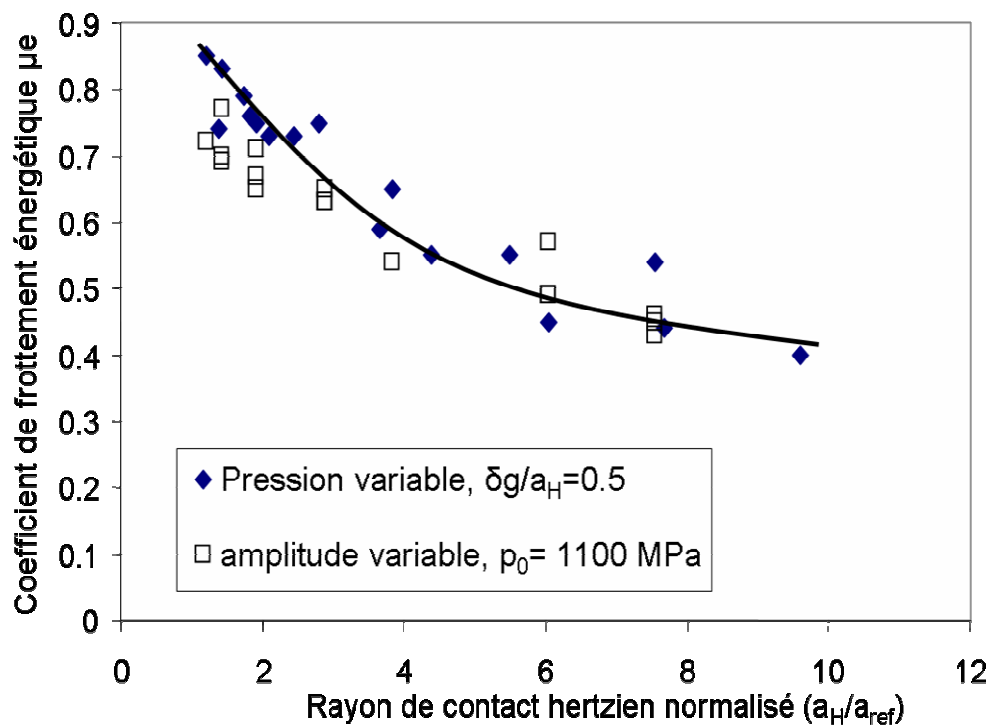


Figure 95 : Evolution du coefficient de frottement énergétique moyen en fonction de la taille du contact ; (—) Courbe théorique établie à partir de la loi puissance

On remarque que les résultats obtenus en pressions variables et amplitudes variables se superposent ce qui montre que le paramètre déterminant est la dimension du contact. La figure 96 trace l'évolution du coefficient de frottement moyen suivant un diagramme log/log.

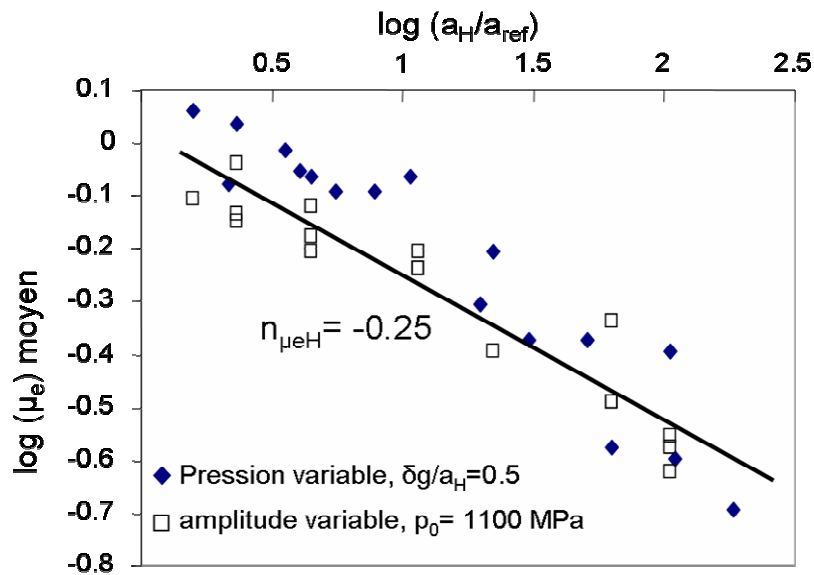


Figure 96 : Evolution du coefficient de frottement énergétique moyen en fonction de la taille du contact hertzien normalisé

On observe une évolution linéaire qui nous permet d'exprimer la loi de frottement au travers de la loi puissance suivante :

$$\overline{\mu_e} = \overline{\mu_{eH_REF}} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\mu e H}} \quad (42)$$

Avec $\overline{\mu_{eH_REF}} = 0.8$ et $n_{\mu e H} = -0.25$

Les variables sont ici établies à partir de données qui intègrent des amplitudes de glissement et des pressions variables.

La comparaison entre les résultats expérimentaux et le modèle qui est illustrée par la figure 95 confirme la stabilité de la démarche. Ce résultat nous conduit à considérer comme négligeable l'impact de la pression sur l'évolution du coefficient de frottement du moins pour le spectre des chargements étudiés. La formulation puissance intégrant uniquement l'impact du rayon de contact est suffisamment stable pour décrire le comportement tribologique. En fait cette analyse tend à montrer que l'effet d'une augmentation de la force normale n'agit pas directement vis-à-vis de l'effet pression mais plus certainement vis-à-vis d'une augmentation de l'aire de contact. Ce résultat est important car il suggère de reconsidérer les études antérieures qui analysent l'impact de la pression sur le coefficient de frottement sans tenir compte de l'effet couplé associé à l'augmentation de l'aire de contact.

Pour évaluer l'impact relatif de la pression, on compare les variables déduites avec ou sans l'intégration des conditions de pression variables (Tableau 19). On ne remarque pas

d'influence de la pression sur les variables de la loi puissance qui formalisent la loi de frottement.

	μ_{eH_REF}	$\eta_{\mu eH}$
Essais amplitudes variables	0.8	-0.25
Essais pressions variables	0.8	-0.23

Tableau 19 : Comparaison du coefficient de frottement énergétique sur les amplitudes et les pressions variables

1.4.2 Analyse de la cinétique d'usure:

1.4.2.1 Approche d'Archard:

Pour évaluer l'impact de la pression on étudie l'évolution du volume d'usure en fonction du facteur d'Archard pour différents rayons de sphère et différents niveaux de pression ($p_0 = 800$ MPa, $p_0 = 1100$ MPa et $p_0 = 1400$ MPa (Figure 97).

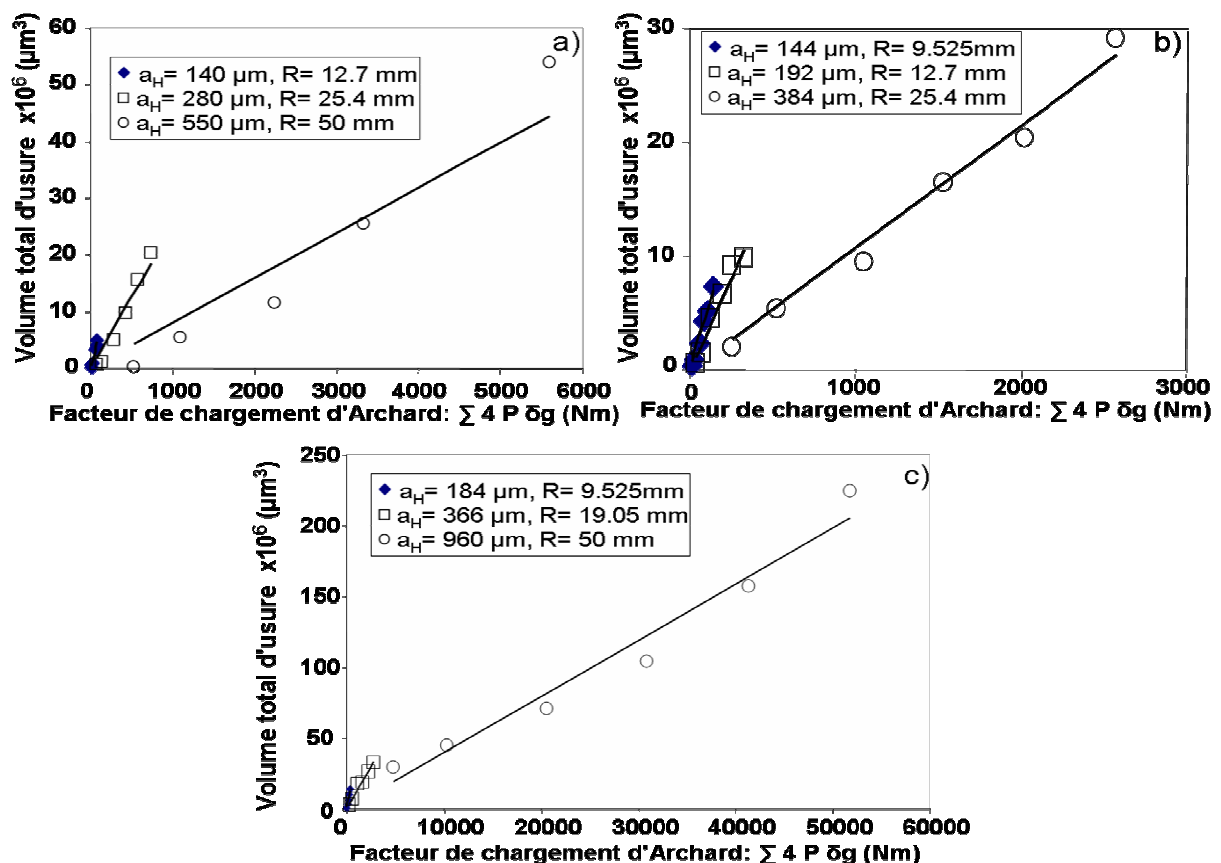


Figure 97: Évolution du volume d'usure en fonction de facteur de chargement d'Archard, comparaison de coefficient d'usure K établis pour les différents rayons de la sphère pour chaque condition étudiée : a) $p_0 = 800$ MPa, b) $p_0 = 1100$ MPa et c) $p_0 = 1400$ MPa.

Les données issues de cette analyse sont regroupées dans le tableau 20 suivant :

Rayon de sphère (mm)	a_H (μm)	a_M (μm)	Coefficient d'usure d'Archard K ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$) [R^2]	Coefficient d'énergie d'usure α ($\mu\text{m}^3/\text{J}$) [R^2]	p_0 (MPa)
12.7	140	318	53112 ; 0.92	71921 ; 0.93	800
19.05	210	482	48227 ; 0.93	71199 ; 0.95	800
25.4	280	558	25045 ; 0.93	34508 ; 0.94	800
40	440	814	11006 ; 0.93	17567 ; 0.95	800
50	550	996	7965 ; 0.89	14346 ; 0.88	800
8	122	262	50607 ; 0.97	73708 ; 0.98	1100
9.525	144	300	49648 ; 0.97	61425 ; 0.98	1100
11.5	174	333	40183 ; 0.98	51061 ; 0.99	1100
12.7	192	363	35019 ; 0.92	52534 ; 0.97	1100
25.4	384	648	11480 ; 0.92	18824 ; 0.91	1100
40	604	888	4906 ; 0.81	13812 ; 0.84	1100
50	754	1184	5573 ; 0.91	12001 ; 0.82	1100
9.525	184	400	34230 ; 0.93	46708 ; 0.95	1400
12.7	245	508	23746 ; 0.96	33697 ; 0.97	1400
19.05	366	708	11771 ; 0.97	20153 ; 0.96	1400
40	768	1263	4080 ; 0.78	9531 ; 0.79	1400
50	960	1587	3963 ; 0.96	10117 ; 0.97	1400

Tableau 20 : Valeurs des coefficients d'usure et des coefficients régression R^2 établies pour des chargements variables de pression étudiés ($\delta g/a_H = 0.5$)

La figure 98 illustre l'impact de la pression vis-à-vis de la cinétique d'usure en particulier en fonction de l'extension de l'aire de contact. En effet pour un rayon de sphère donné une augmentation de la force normale appliquée engendre une augmentation de la pression mais aussi une extension de l'aire de contact.

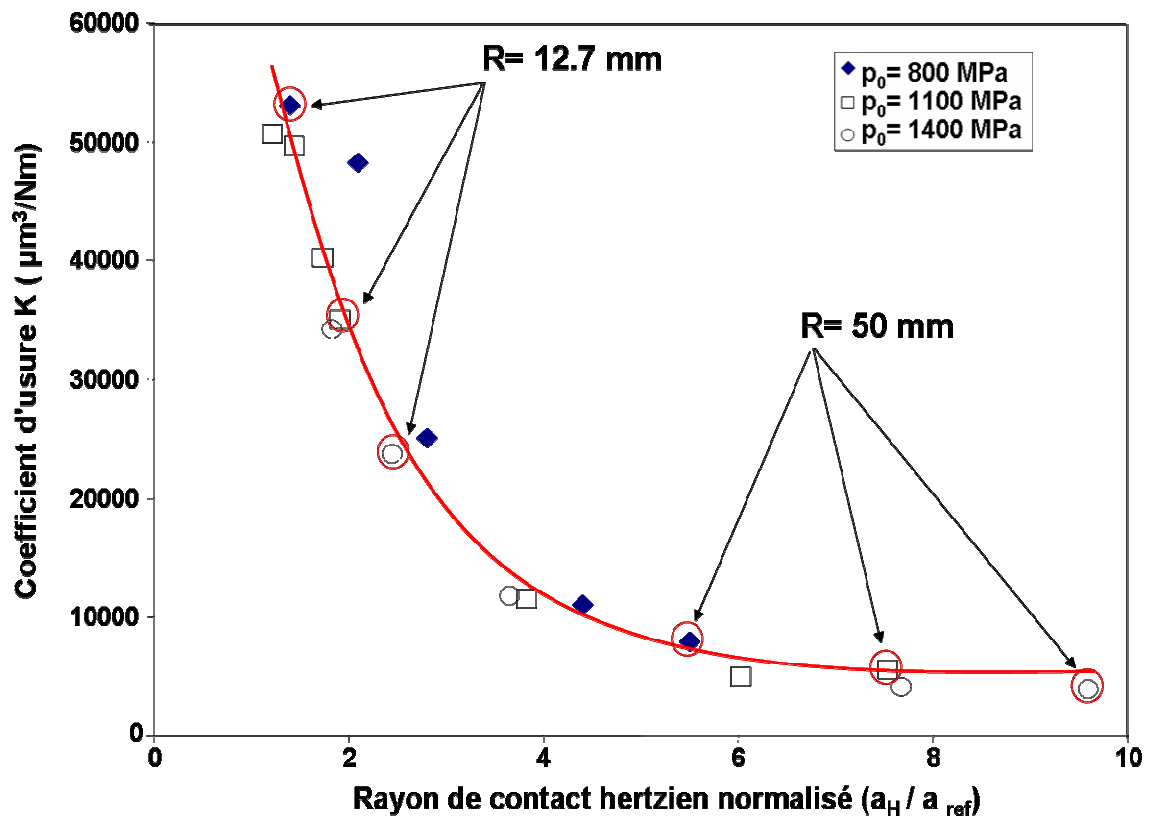


Figure 98: Évolution du coefficient d'usure d'Archard K en fonction du rayon de contact hertzien normalisé, ($p_0 = 800 \text{ MPa}$, $p_0 = 1100 \text{ MPa}$ et $p_0 = 1400 \text{ MPa}$)

On remarque une décroissance asymptotique du coefficient d'usure K en fonction du rayon de contact hertzien normalisé. Pour voir l'influence de la pression sur la cinétique d'usure, on choisit deux rayons des sphères 12.7 et 50 mm, on observe pour le petit rayon (12.7 mm) une diminution rapide du coefficient d'usure K en revanche pour le grand rayon de sphère (50 mm) la chute du coefficient d'usure K est quasiment négligeable.

Pour ces deux situations la variation de la pression hertzienne maximale est équivalente, comprise entre $p_0 = 800$ et 1400 MPa . En revanche la variation du rayon de contact est très différente et surtout concerne des domaines très différents. Pour le petit rayon de sphère (12.7 mm) la variation du rayon est comprise entre $a_H / a_{ref} = 1.2$ et 2.2 alors que pour le grand rayon de sphère (50 mm) elle se situe entre $a_H / a_{ref} = 5.5$ et 9.5 .

Cette comparaison illustre l'impact primordial de la dimension du contact par rapport au facteur pression vis-à-vis de la cinétique d'usure.

On remarque que l'évolution de la cinétique d'usure présente une évolution asymptotique. Aussi afin de formaliser cette évolution on superpose les résultats obtenus sous chargements de pression variable ($\delta g / a_H = 0.5$) et d'amplitude de glissement variable ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$).

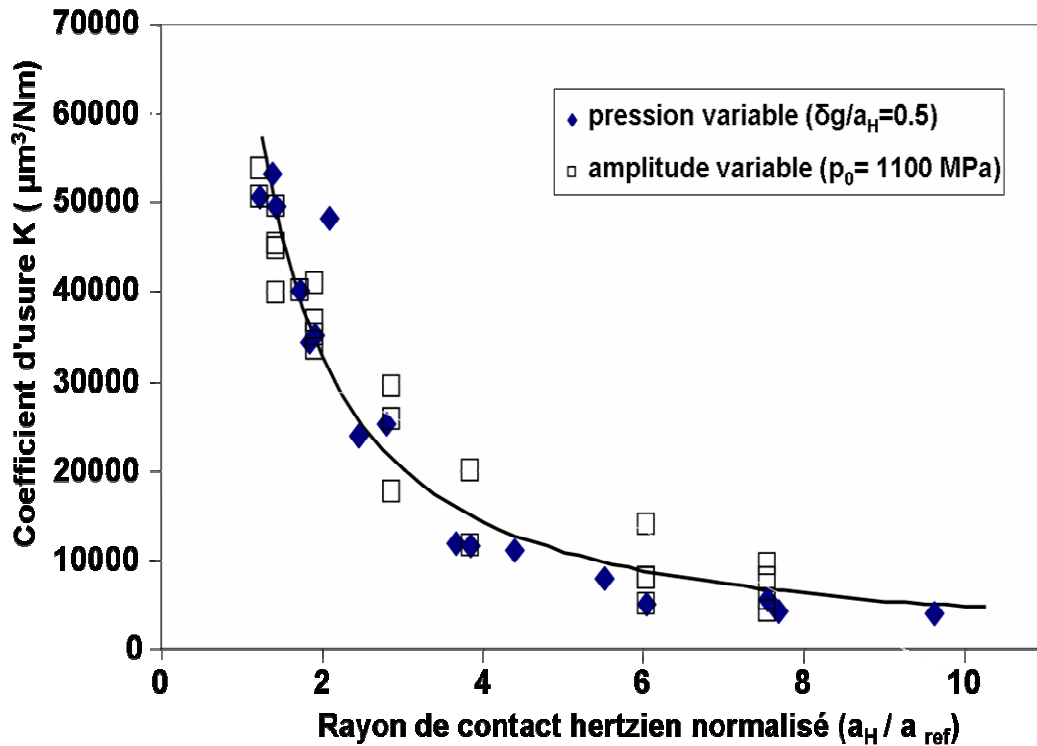


Figure 99: Évolution du coefficient d'usure d'Archard K en fonction du rayon de contact hertzien normalisé

On remarque (figure 99) que les résultats obtenus pour les deux stratégies expérimentales étudiées se superposent. De façon à formaliser la loi d'usure on trace le diagramme log/log associé (figure 100).

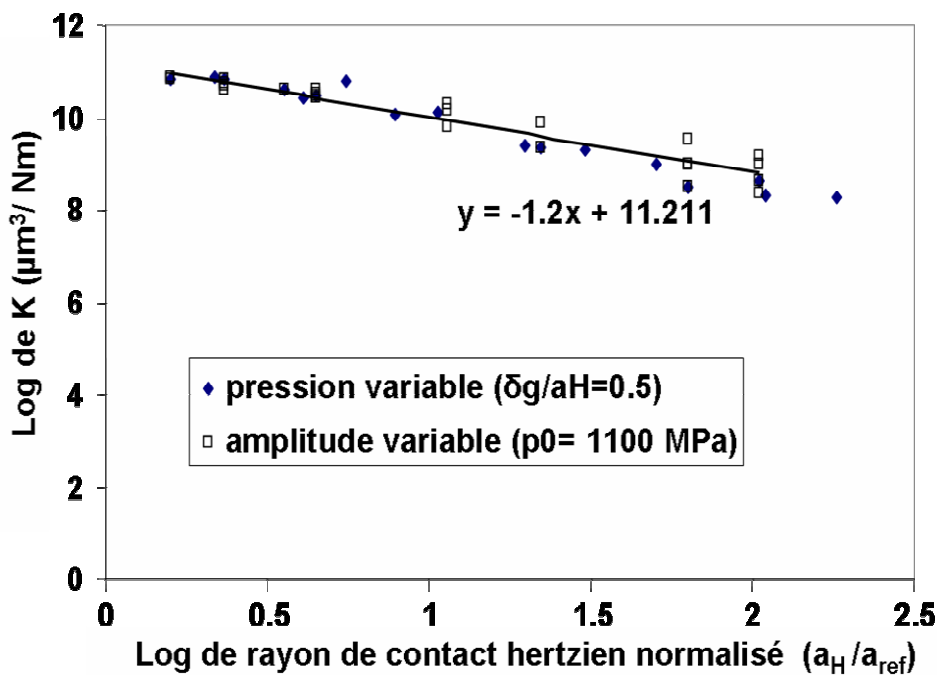


Figure 100: Loi logarithmique du coefficient d'usure d'Archard K en fonction de la loi logarithmique du rayon de contact hertzien normalisé.

On observe un très bon alignement des résultats qui nous permet d'exprimer la loi d'usure en fonction d'une loi puissance.

$$K_H = K_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{KH}} \quad (43)$$

Avec $K_{H_ref} = 75\,000 \mu\text{m}^3/\text{Nm}$ et $n_{KH} = -1.2$

On rappelle que les coefficients obtenus uniquement à partir des essais sous amplitudes de glissement variables ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$) étaient identiques (cf. fig.75 et 76).

Ceci démontre que pour le contact étudié l'influence de la pression sur la cinétique d'usure est négligeable. En d'autres termes, l'impact d'une augmentation de la charge normale pour un contact donné ($R = \text{cte}$) ne se traduit pas au travers de la variable pression mais via l'extension du rayon de contact qui lui est corrélée.

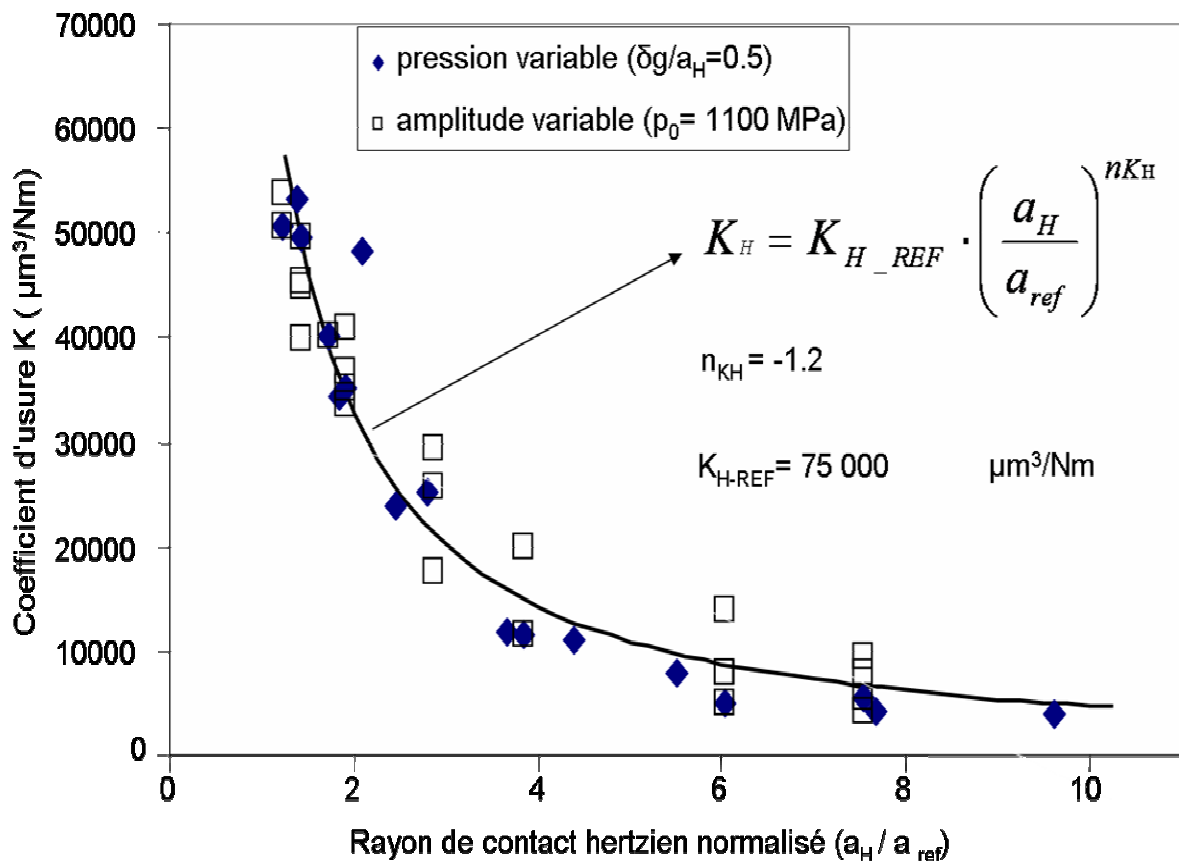


Figure 101: Validation de la formule de puissance de la loi d'usure d'Archard K en fonction du rayon de contact hertzien normalisé

1.4.2.2 Analyse établie à partir du rayon de contact moyen (prise en compte de l'usure des surfaces):

Nous avons montré qu'une analyse basée sur l'hypothèse d'un contact hertzien est limitée car elle ne prend pas en compte l'effet de l'usure du contact.

Nous avons étendu l'analyse en prenant en compte le rayon de contact moyen (a_M).

La figure 102 trace l'évolution des résultats obtenus respectivement pour les conditions de glissement variables ($\delta g = \pm 72 \mu\text{m}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$, $\delta g/a_H = 0.75$ // $p_0 = 1100 \text{ MPa}$) et les conditions de pression variables ($p_0 = 800 \text{ MPa}$, $p_0 = 1100 \text{ MPa}$, $p_0 = 1400 \text{ MPa}$ // $\delta g/a_H = 0.5$).

Comme pour l'analyse établie en fonction du contact hertzien nous retrouvons une parfaite superposition des résultats expérimentaux.

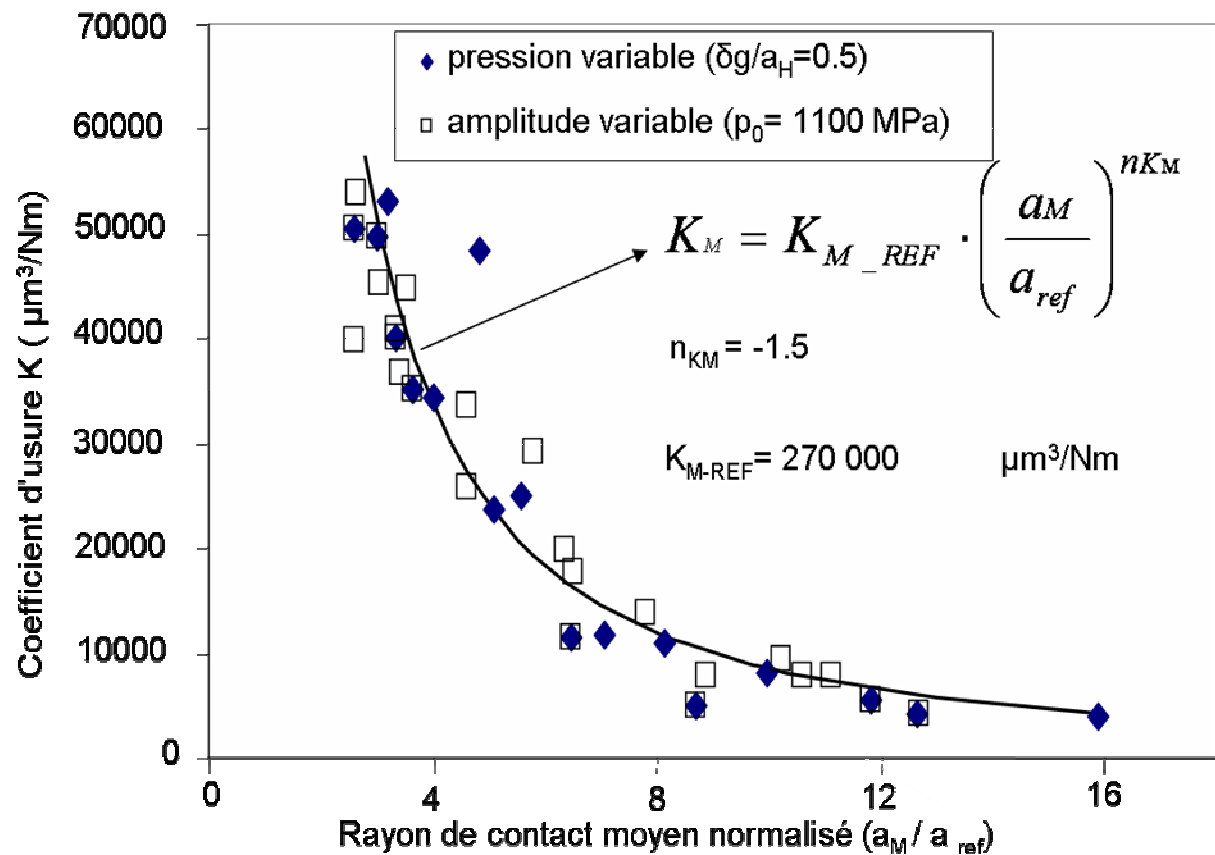


Figure 102: Validation de la formule de puissance de la loi d'usure d'Archard K en fonction de l'aire de contact moyen normalisé.

L'analyse log-log (figure 103) confirme une parfaite équivalence des deux stratégies expérimentales et nous permet d'identifier les coefficients de loi puissance établis en fonction du rayon de contact.

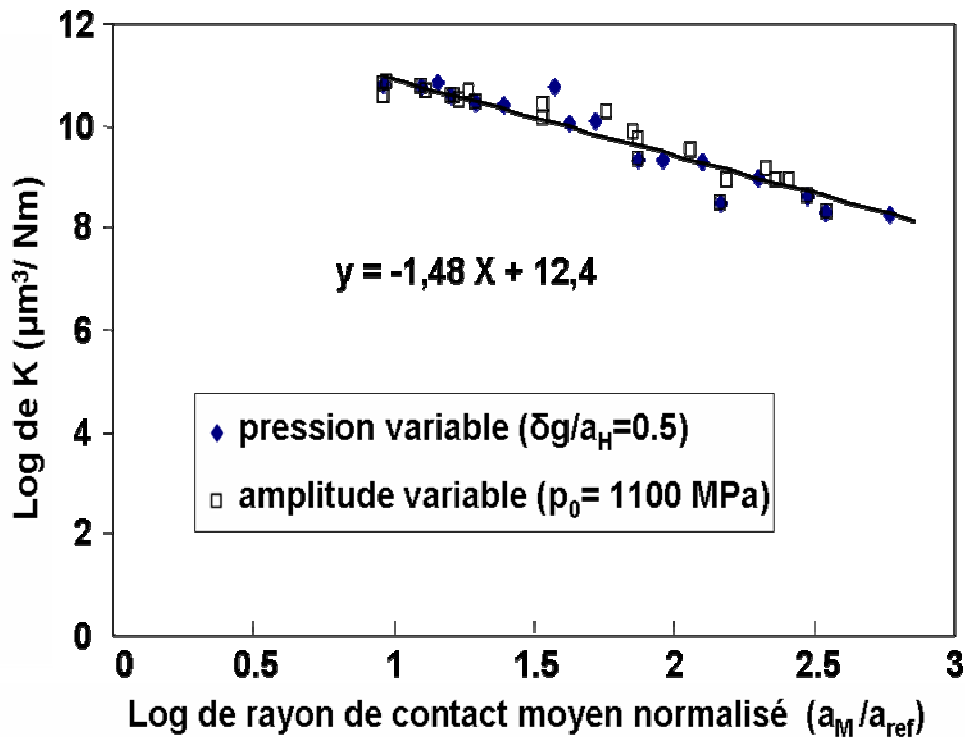


Figure 103 : Loi logarithmique du coefficient d'usure d'Archard K en fonction de la loi logarithmique du rayon de contact moyen normalisé.

$$K_M = K_{M_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}} \right)^{n_{KM}} \quad (44)$$

Avec $K_{M_ref} = 270\,000 \mu\text{m}^3/\text{Nm}$ et $n_{KM} = -1.5$

On rappelle que les coefficients identifiés pour l'analyse en amplitude variable ($p_0 = 1100 \text{ MPa} = \text{cte}$) étaient respectivement $K_{M_ref} = 250\,000 \mu\text{m}^3/\text{Nm}$ et $n_{KM} = -3/2$.

Cette parfaite corrélation démontre définitivement que pour le contact étudié le paramètre essentiel qui contrôle l'évolution de la cinétique d'usure est le rayon de contact et non pas la pression de contact.

On souligne cependant que ce résultat est établi pour un spectre de pression situé dans le domaine élastique ou élastic-shakedown, il est probable que la réponse du contact sera différente dans des domaines de pression différentes (plastic-shakedown).

1.4.2.3 Formulation énergétique de la loi d'usure:

Comme pour l'analyse d'Archard nous développons la formulation énergétique en couplant les résultats issus de l'analyse à pression constante $p_0 = 1100$ MPa (δg variable) et de glissement constant $\delta g/a_H = 0.5$ (p_0 variable). Comme pour l'analyse précédente l'évolution linéaire du volume d'usure en fonction d'énergie dissipée permet d'identifier les coefficients énergétiques d'usure α .

Les différents coefficients énergétiques d'usure sont regroupés dans le tableau 20.

Dans un premier temps nous étudions la réponse du contact à partir de l'hypothèse d'un contact hertzien.

La figure 104 montre une très bonne corrélation entre les résultats issus de l'analyse sous pressions variables et amplitudes variables.

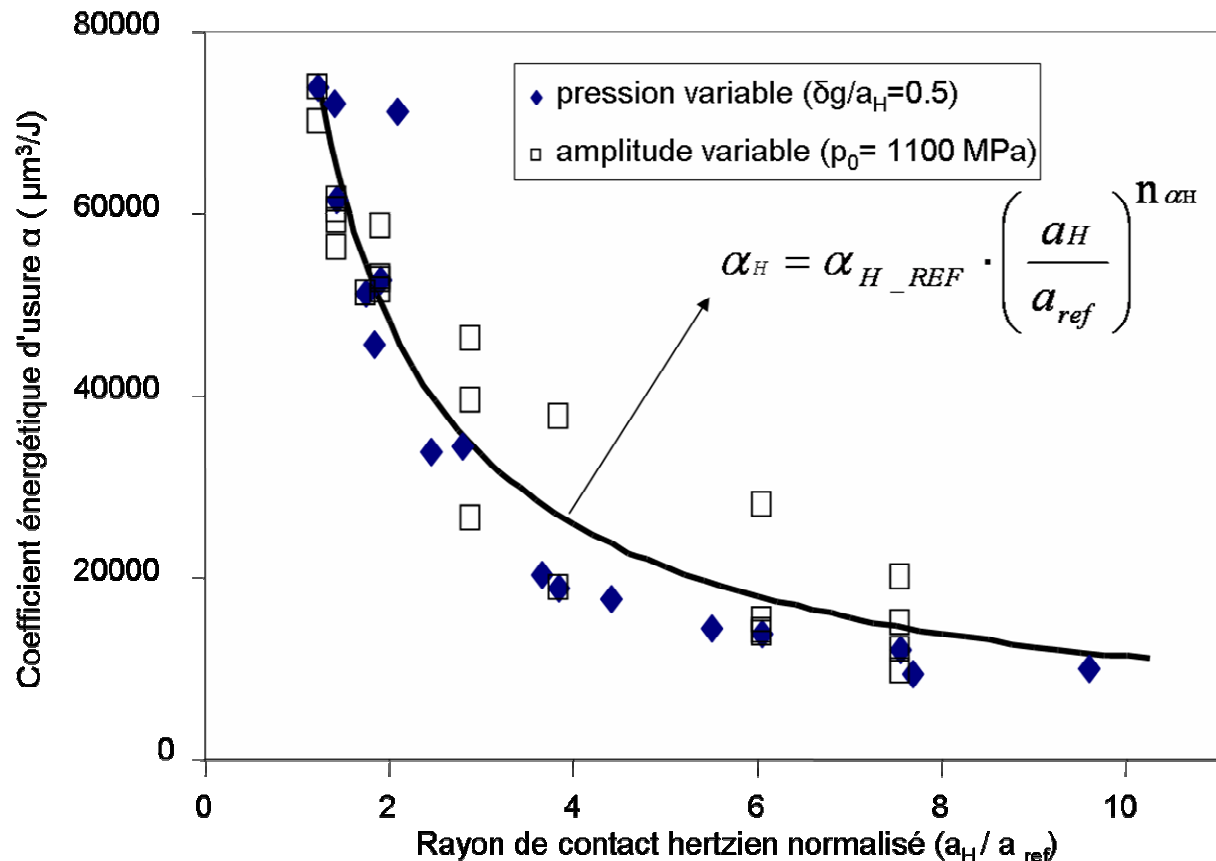


Figure 104: Evolution des coefficients énergétiques d'usure α en fonction du rayon de contact hertzien normalisé

L'analyse log-log confirme cette corrélation puisque l'ensemble des résultats sont alignés suivant une droite de pente -0.92 (figure 105).

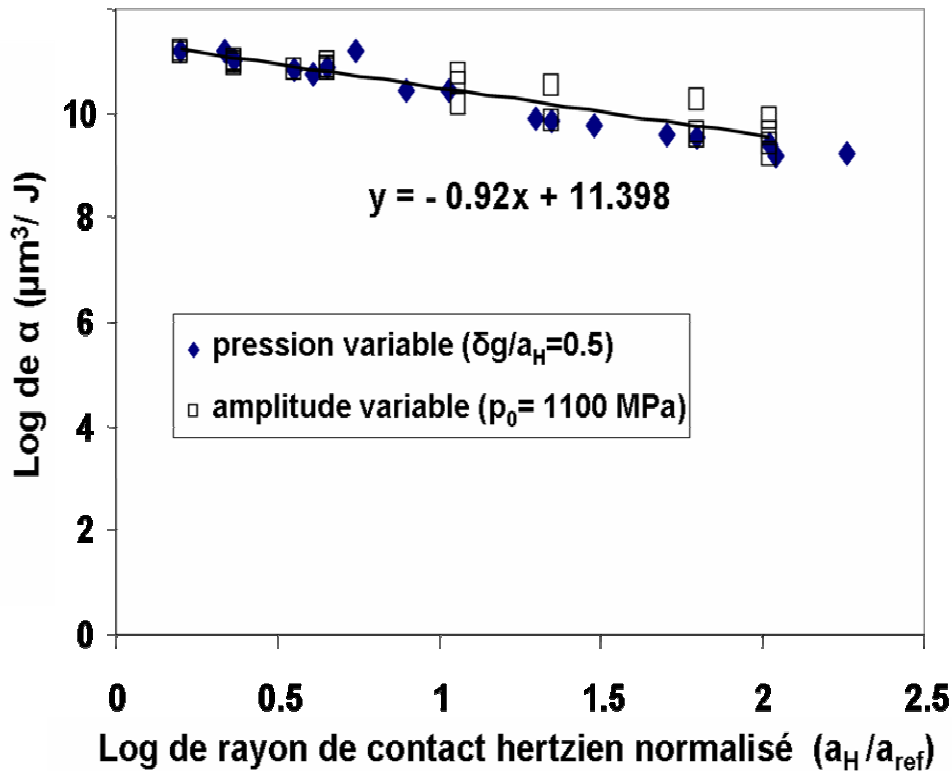


Figure 105: Loi logarithmique du coefficient d'usure énergétique α en fonction de la loi logarithmique du rayon de contact hertzien normalisé.

Nous confirmons de fait la stabilité de la loi puissance pour formaliser la cinétique d'usure pour un très large spectre de pressions, d'amplitudes de glissement et de rayons de contact telle que :

$$\alpha_H = \alpha_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha H}} \quad (45)$$

Avec $\alpha_{H_ref} = 90\,000 \mu\text{m}^3/\text{J}$ et $n_{\alpha H} = -0.9$.

Nous rappelons les valeurs obtenues uniquement pour les conditions d'amplitudes de glissement variables ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$) soit respectivement $\alpha_{H_ref} = 90\,000 \mu\text{m}^3/\text{J}$ et $n_{\alpha H} = -0.9$ (cf. fig. 79).

Les coefficients sont pratiquement identiques ce qui souligne encore une fois que le modèle proposé est très stable et l'impact d'une force normale ou d'un rayon de sphère variable peut simplement être formalisé vis-à-vis du rayon de contact.

Cette recherche montre surtout que le paramètre rayon du contact est prépondérant par rapport à la pression maximale ceci encore une fois pour le spectre de chargement étudié.

1.4.2.4 Analyse établie à partir du rayon de contact moyen pour le coefficient énergétique

(Prise en compte de l'usure des surfaces):

Comme pour l'analyse d'Archard on reporte l'évolution de la cinétique d'usure en fonction du rayon moyen de l'aire de contact (a_M).

Cette analyse permet ainsi de prendre en compte l'extension de l'aire de contact, fonction de l'usure de l'interface.

La figure 106 confirme la très bonne corrélation entre les résultats issus de l'analyse à pression constante $p_0 = 1100$ MPa et ceux obtenus à partir de l'analyse à glissement constant $\delta g/a_H = 0.5$.

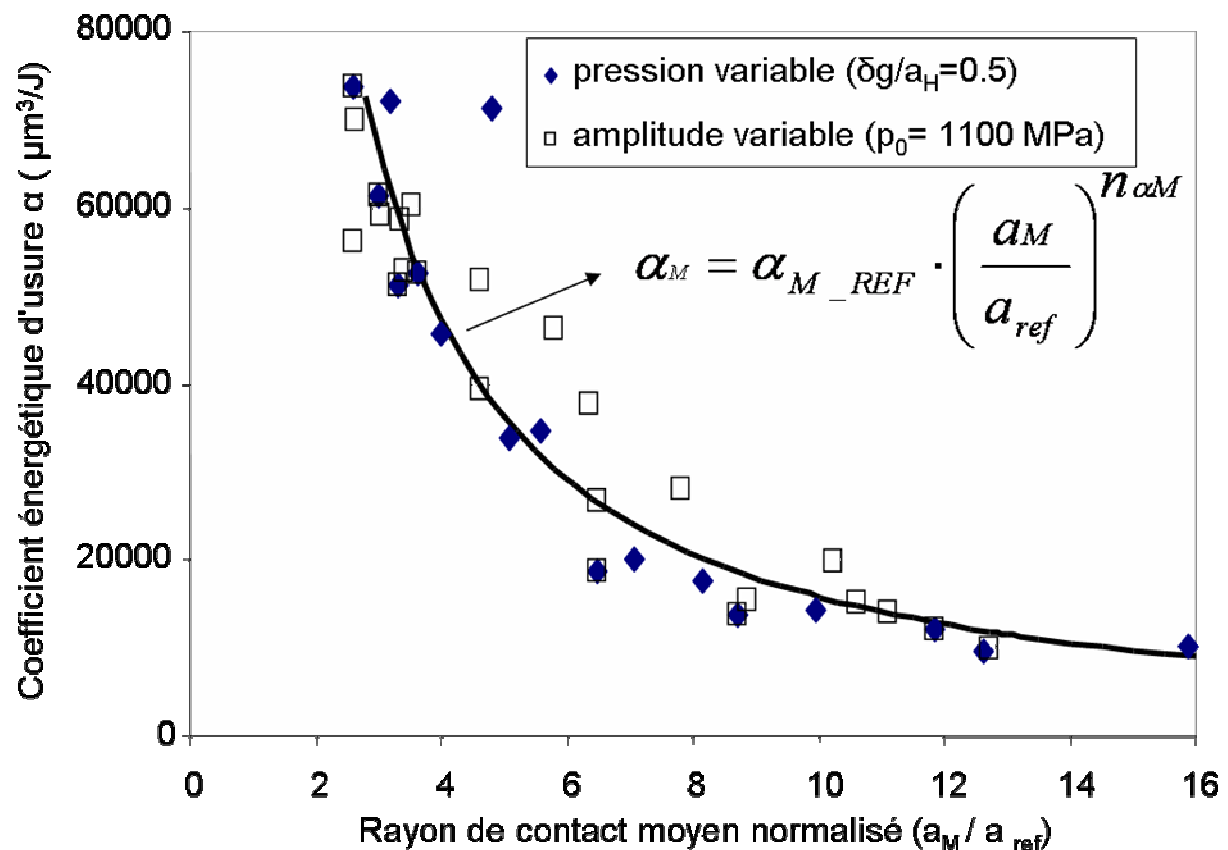


Figure 106: Evolution des coefficients énergétiques d'usure α en fonction du rayon de contact moyen normalisé

L'analyse log-log nous permet d'identifier les paramètres de la loi puissance (figure 107).

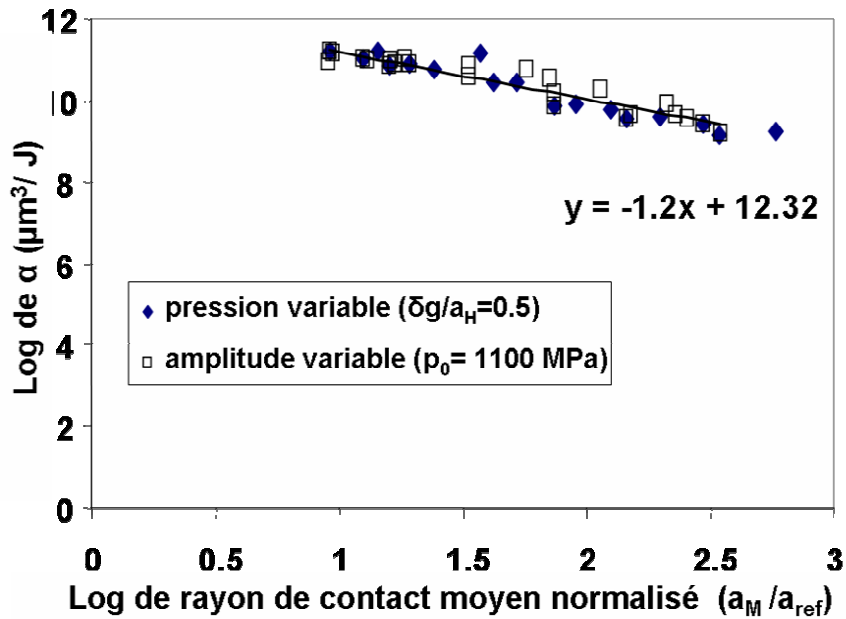


Figure 107: Loi logarithmique du coefficient d'usure énergétique α en fonction de la loi logarithmique du rayon de contact moyen normalisé

Soit :

$$\alpha_M = \alpha_{M_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha M}} \quad (46)$$

Avec $\alpha_{M_ref} = 250\,000 \mu\text{m}^3/\text{J}$ et $n_{\alpha M} = -1.2$

Les valeurs obtenues sont identiques à celles déduites de l'analyse réalisée pour des conditions de glissement différentes et une pression constante ($p_0 = 1100 \text{ MPa}$).

On confirme de nouveau le fait que la pression n'influe pas directement sur la cinétique d'usure (approche énergétique).

En revanche pour un contact donné une augmentation de la force normale induira aussi une extension du rayon de contact et c'est ce dernier paramètre qui influera directement sur la cinétique d'usure.

1.5 Synthèse :

Au travers de cette étude nous avons étudié la cinétique d'usure du contact 100C6/100C6 pour une configuration de 3D sphère/plan. Nous avons évalué l'impact du glissement au travers d'une approche fixée ($\delta g/a_H = cte$) ou relative ($\delta g/a_H = cte$), étudié l'impact de la pression (p_{0H}) et surtout intégré l'impact de la taille de contact. La figure 108 illustre la stratégie expérimentale mise en œuvre.

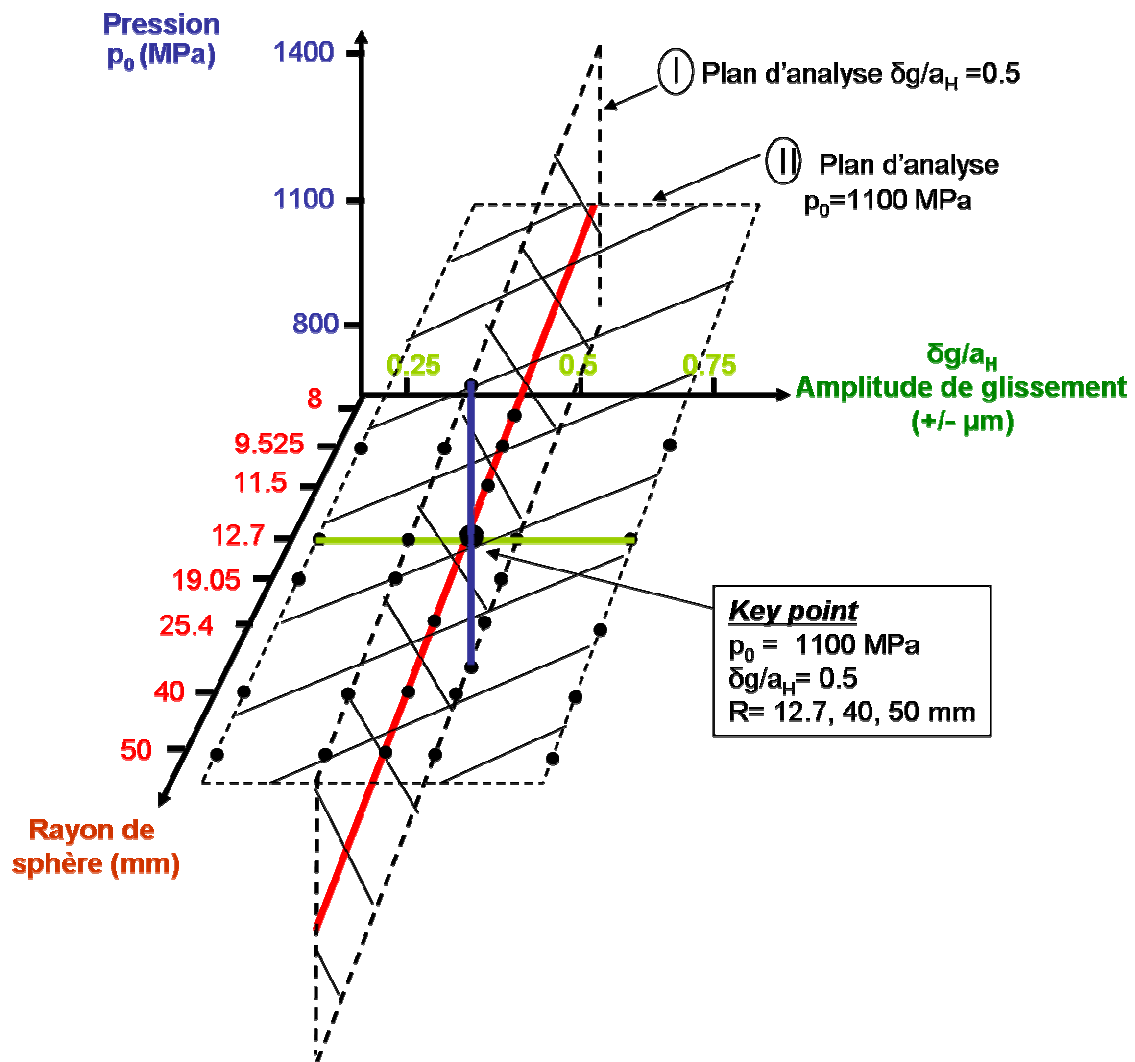


Figure 108: Illustration de la stratégie expérimentale mise en œuvre pour étudier la cinétique d'usure du contact sec 100C6/100C6.

La prise en compte de l'effet de la taille du contact a été réalisée en considérant le rayon de contact hertzien mais aussi le rayon moyen en intégrant l'extension de l'aire de contact induite par l'usure.

Cette recherche expérimentale nous a permis de montrer les résultats suivants :

La loi de frottement est uniquement dépendante du rayon de contact. Ainsi, l'évolution du coefficient de frottement énergétique μ_e peut être exprimée au travers d'une loi puissance telle que :

$$\overline{\mu_e} = \overline{\mu_{eX_REF}} \cdot \left(\frac{a_X}{a_{ref}} \right)^{n_{\mu e X}} \quad (47)$$

Avec $a_{ref} = 100 \mu\text{m}$. Tel que $X = H$ pour une analyse basée sur le contact hertzien ou $X = M$ pour une analyse établie sur un rayon de contact moyen. Les paramètres identifiés sont regroupés dans le tableau suivant :

	μ_{eX_ref}	$n_{\mu e X}$
Analyse pour le rayon hertzien X= H	0.8	-0.25
Analyse pour le rayon hertzien X= M	1	-0.28

Tableau 21 : Valeurs des paramètres de l'équation du coefficient énergétique moyen pour toutes les conditions étudiées.

De la même façon la loi d'usure d'Archard peut être exprimée pour la relation suivante :

$$K_X = K_{X_REF} \cdot \left(\frac{a_X}{a_{ref}} \right)^{n_{KX}} \quad (48)$$

L'analyse réalisée sur l'ensemble des conditions de chargement (pression et déplacement variable) conclut à un résultat similaire à savoir que le rayon de contact est le paramètre déterminant qui contrôle la cinétique d'usure. Ainsi les paramètres identifiés sont :

	$K_{X_ref} (\mu\text{m}^3/\text{Nm})$	n_{KX}
Analyse pour le rayon hertzien X= H	75 000	-1.2
Analyse pour le rayon hertzien X= M	270 000	-3/2

Tableau 22 : Valeurs des paramètres de l'équation du coefficient d'usure d'Archard pour toutes les conditions étudiées.

De même façon l'analyse basée sur la démarche énergétique montre que la cinétique d'usure dépend du rayon de contact et peut être exprimée par la loi puissance telle que :

$$\alpha_X = \alpha_{X_REF} \cdot \left(\frac{a_X}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha X}} \quad (49)$$

	α_{X_ref} ($\mu\text{m}^3/\text{J}$)	$n_{\alpha X}$
Analyse pour le rayon hertzien X= H	90 000	-0.9
Analyse pour le rayon hertzien X= M	250 000	-1.2

Tableau 23 : Valeurs des paramètres de l'équation du coefficient d'usure énergétique pour toutes les conditions étudiées.

Nous avons donc démontré qu'une même loi puissance est capable de décrire l'impact de la taille de contact vis-à-vis du comportement du coefficient de frottement et de la cinétique d'usure.

Notre analyse a été développée pour un couple tribologique très stable de sorte qu'il est possible d'établir une loi de proportionnalité entre les coefficients d'usure d'Archard et énergétique de telle sorte que :

$$K_X = \bar{\mu}_{eX} \cdot \alpha_X \quad \text{ou} \quad \bar{\mu}_{eX} = K_X / \alpha_X = \left(\frac{K_{X_REF}}{\alpha_{X_REF}} \right) \cdot \left(\frac{a_X}{a_{REF}} \right)^{n_{KX} - n_{\alpha X}} \quad (50)$$

Aussi par identification nous déduisons que :

$$\bar{\mu}_{eX_ref} = K_X / \alpha_X \quad (51)$$

Et

$$n_{\bar{\mu}_{eX_ref}} = n_{KX} - n_{\alpha X} \quad (52)$$

Cette corrélation est effectivement vérifiée puisque :

	μ_{eX_ref}	K_X/α_X	$n_{\mu eX}$	$n_{KX} - n_{\alpha X}$
Analyse pour le rayon hertzien X= H	0.8	$75000/90000 =$ 0.83	-0.25	$-1.2 + 0.9 =$ -0.3
Analyse pour le rayon hertzien X= M	1	$270000/250000$ $=$ 1.08	-0.28	$-1.5 + 1.3 =$ -0.3

Tableau 24 : Validation des paramètres de l'équation du coefficient de frottement énergétique moyen, du coefficient d'usure K et énergétique α pour toutes les conditions étudiées.

La corrélation entre les valeurs issues directement de l'analyse du coefficient de frottement et celle issues du ratio K/α est très bonne.

Ce qui souligne la stabilité de la loi puissance que nous introduisons pour décrire le comportement tribologique. On retiendra par ailleurs que l'exposant $n_{\mu e}$ et son estimation $n_{KX} - n_{\alpha X}$ sont stables quel que soit le rayon de contact considéré.

Cette recherche a par ailleurs montré que le paramètre déterminant est le rayon de contact. L'impact direct de la pression est négligeable. Ainsi, pour un contact donné l'augmentation de la force normale induira l'augmentation de la pression et du rayon de contact. En fait la variation de la cinétique d'usure est directement tributaire de l'extension du rayon de contact « a ».

L'hypothèse que nous avons avancé pour expliquer la réduction asymptotique du coefficient de frottement et des cinétiques d'usure avec la taille du contact est basée sur la théorie du troisième corps.

En fait, plus le contact est grand, plus le troisième corps sera maintenu dans l'interface de sorte qu'une plus grande quantité d'énergie sera dissipée dans le troisième corps et non pas au niveau des premiers corps pour la création de nouveaux débris. Il apparaît donc pertinent d'établir une analyse en termes de flux de débris créés, éjectés et la quantité résiduelle de débris maintenus dans l'interface.

Cette démarche a été largement développée par l'équipe du professeur Y. Berthier en particulier au travers des travaux récents de Fillot et al.

En conclusion de cette théorie, plus le contact sera important et le lit de débris difficilement éjecté, plus l'épaisseur du troisième corps sera importante.

Nous avons cherché à valider cet aspect en faisant des profils d'usure avant et après enlèvement de débris. Malheureusement, les débris maintenus dans l'interface sont très adhérents et très difficiles à éliminer. Il ne nous a pas été possible de conclure sur ce volet.

Cela pose en particulier la difficulté d'établir une description quantitative de l'approche du troisième corps pour prédire la cinétique d'usure d'un contact.

Un dernier aspect que nous allons développer dans le prochain paragraphe concerne l'impact de la géométrie du contact. Nous avons étudié un contact 3D sphère/plan, pour établir la relation entre la morphologie du contact et l'impact relatif du glissement unidirectionnel, il apparaît intéressant de considérer une autre géométrie de type 2D telle que la configuration cylindre/plan.

2. Configuration cylindre/ plan :

Dans le chapitre précédent nous avons analysé l'impact de la largeur de contact sur la cinétique d'usure. Cette analyse a été conduite pour le contact 3D sphère/plan.

Différentes « lois puissances » ont été introduites nous permettant de prendre en compte l'effet du rayon de contact « a ». Tant vis-à-vis de la loi de frottement que vis-à-vis de la cinétique d'usure.

Cependant l'influence du paramètre « a » demande à d'être mieux expliqué. En particulier s'agit-il d'un effet de l'aire de contact autrement dit pour un contact sphère plan du facteur « a^2 » ou d'un effet lié à une distance relative autrement dit du paramètre « a » seul ?

Pour répondre à cette question nous avons repris l'analyse précédente mais pour un contact 2D cylindre/plan pour un même couple de matériaux.

Ainsi, en comparant les réponses obtenues pour le contact 3D sphère/plan et le contact 2D cylindre/plan il nous sera plus facile d'évaluer l'impact du paramètre « a » soit au travers de la notion d'aire de contact ou de la distance relative autrement dit la distance parcourue « a » par le lit de débris avant éjection du troisième corps de l'interface.

2.1 Méthodologie expérimentale :

Comme pour l'analyse sphère/plan nous avons étudié un contact 100C6/100C6 sec. L'étude a été intégralement réalisée sur l'essai hydraulique MTS dite Machine II.

Les demi largeurs de contacts étudiées (rayons hertziens) « a_H » sont comprises entre 100 et 600 μm .

2.1.1 Géométries et chargements :

Différents rayons de cylindre (10, 20, 40 et 60 mm) sont appliqués de façon à étudier l'effet d'échelle sur les mécanismes d'usure.

Quelle que soit la géométrie de contact, la génératrice de contact est dimensionnée de façon à respecter la condition de déformations planes. Celle-ci est fixée à 3 mm pour le cylindre $R=10\text{mm}$, 4 mm pour le cylindre $R=20\text{ mm}$, 5 mm pour le cylindre $R=40\text{ mm}$ et 6 mm pour le cylindre $R=60\text{ mm}$ (figure 109).

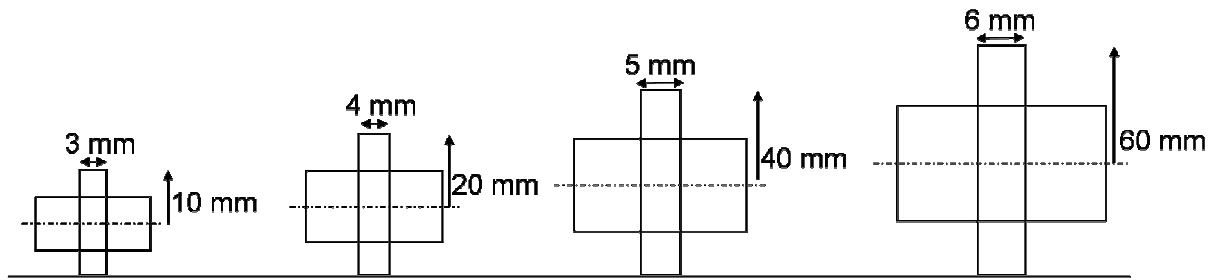


Figure 109: Illustration des géométries du contact cylindre/plan utilisées durant toute l'étude.

Le rayon de l'aire du contact hertzien est désigné par a_H . Les différents paramètres du contact comme la force normale P (N) et le rayon de contact « a_H » sont calculés à partir de la théorie de Hertz.

$$\text{Avec } a_H = 2 (P_L R / \pi E^*)^{1/2} \quad (53)$$

$$p_{0H} = (P_L E^* / \pi R)^{1/2} \quad (54)$$

$$P_L = P/L \text{ et } 1/E^* = 1/2 [(1-\nu^2)/E] \quad (55)$$

Avec P la force normale appliquée, L la longueur de la génératrice du contact et P_L la force normale linéique soit la force normale par unité de longueur (m) et E^* le module d'Young.

2.1.2 Conditions opératoires étudiées :

Les conditions opératoires de cette étude sont les suivantes, on ajuste pour chacun des rayons de cylindre la force normale de façon à maintenir constante la pression maximale hertzienne soit $p_0 = 550$ MPa.

Pour évaluer l'impact de glissement relatif δg , on considère deux iso conditions de glissement relatif soit $\delta g/a_H = 0.25$ et $\delta g/a_H = 0.5$

Les différentes conditions opératoires sont résumées dans le tableau 25 et illustrées par la figure 110.

Rayon du cylindre R (mm)	Génératrice du contact L (mm)	Chargement normal P (N)	Demi Largeur de contact a (μm)	Pression maximale p_0 (MPa)	$\delta g/a_H$ pour $\delta g/a_H=0.25$	$\delta g/a_H$ pour $\delta g/a_H=0.5$
10	3	248	96	550	+/-24	+/-48
20	4	663	192	550	+/-48	+/-96
40	5	1658	384	550	+/-96	+/-192
60	6	2984	576	550		+/-288

Tableau 25 : Conditions opératoires étudiées pour la configuration 2D cylindre/plan.

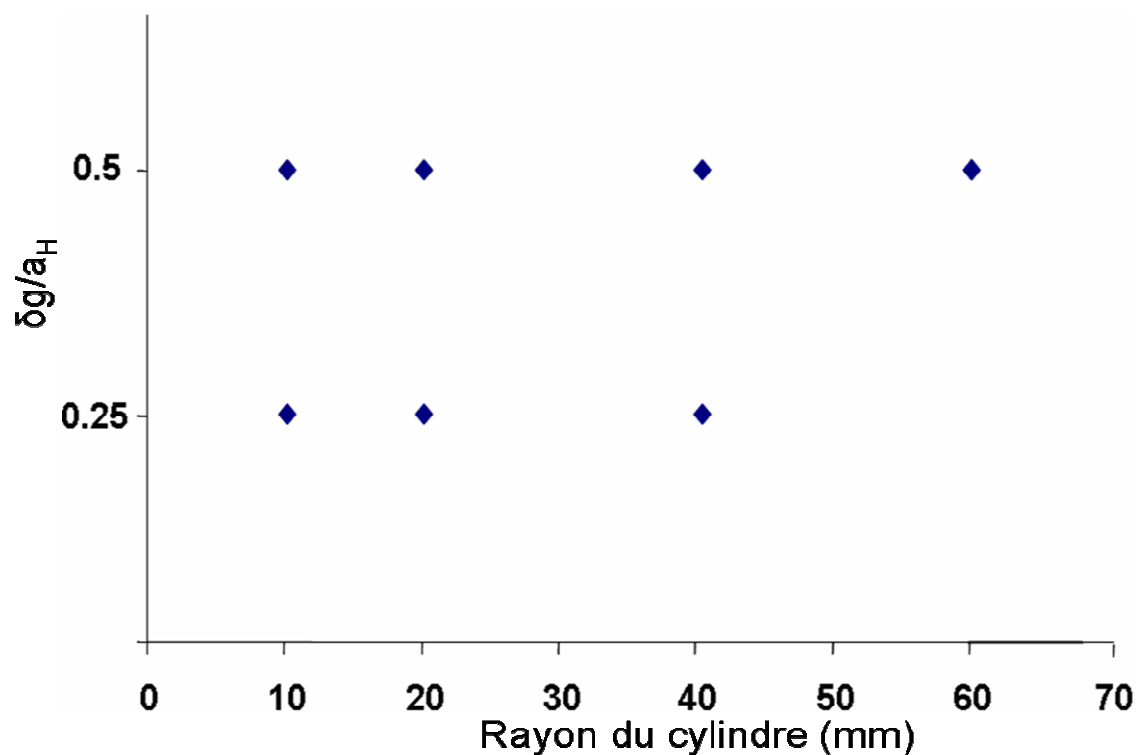


Figure 110 : Illustration des conditions opératoires étudiées pour le contact cylindre/plan avec $p_0 = 550 \text{ MPa}$, $\delta g/a_H = 0.25$ et $\delta g/a_H = 0.5$

2.2 Analyse du coefficient de frottement :

La figure 111 illustre le comportement tribologique du contact 100C6 cylindre/plan pour les deux conditions de glissement de pression $\delta g/a_H = 0.25$ et $\delta g/a_H = 0.5$ et une iso condition de pression maximale $p_0 = 550 \text{ MPa}$.

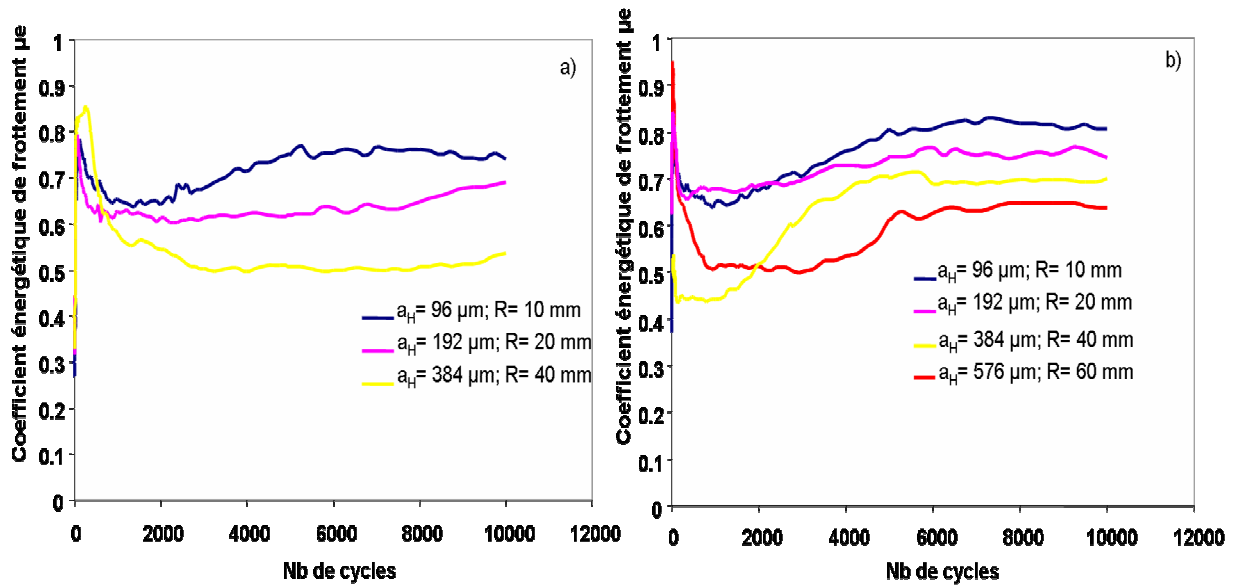


Figure 111: Évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles des différents rayons des cylindres étudiés tels que $p_0 = 550 \text{ MPa}$: a) $\delta g/a_H = 0.25$ et b) $\delta g/a_H = 0.5$.

On observe une évolution très similaire à celle observée pour le contact sphère/plan. Le contact est caractérisé par une augmentation très rapide du coefficient de frottement durant les premiers cycles suivie d'une chute aussi rapide.

Cette phase transitoire, très brutale est inférieure à 1000 cycles. L'évolution par la suite va dépendre de la condition de glissement $\delta g/a$ et surtout du rayon de contact.

Pour $\delta g/a_H = 0.25$ on remarque que pour les gros contacts ($a_H = 384 \mu\text{m}$) la valeur du coefficient de frottement tend de façon asymptotique vers une valeur minimale de 0.5. Pour des contacts plus petits le coefficient de frottement se stabilise dans un premier temps puis remonte progressivement avant de se stabiliser après 4000 cycles.

On observe que pour la condition $\delta g/a_H = 0.5$ cette évolution incluant un premier maximum très élevé, une diminution jusqu'à un minimum ($\mu_{e \text{ min}}$) puis une remontée avant stabilisation ($\mu_{e \text{ stab}}$) systématiquement observée quelle que soit la taille du contact.

Comme pour le contact sphère/plan on remarque que plus le contact est grand, plus le coefficient stabilisé est faible. Cette évolution est aussi observée pour le coefficient de frottement $\mu_{e \text{ min}}$.

Comme pour le contact sphère/plan, l'hypothèse la plus plausible est que le contact étant plus grand le temps de parcours des débris étant plus long, le lit de débris ainsi formé sera plus épais et donc l'interface plus accommodante.

En conséquence le coefficient de frottement sera plus faible.

Pour formaliser l'évolution du coefficient de frottement on calcule la valeur moyenne des essais à 10000 cycles.

R (mm)	a_H (μm)	μ_e mo. ($\delta g/a_H = 0.25$)	μ_e mo. ($\delta g/a_H = 0.5$)
10	96	0.72	0.761
20	192	0.634	0.741
40	384	0.532	0.65
60	576		0.631

Tableau 26 : Valeurs du coefficient énergétique moyen de toutes les conditions étudiées.

Comme pour le contact sphère/plan on observe une décroissance asymptotique (Figure 112) du coefficient de frottement énergétique moyen avec le rayon de contact.

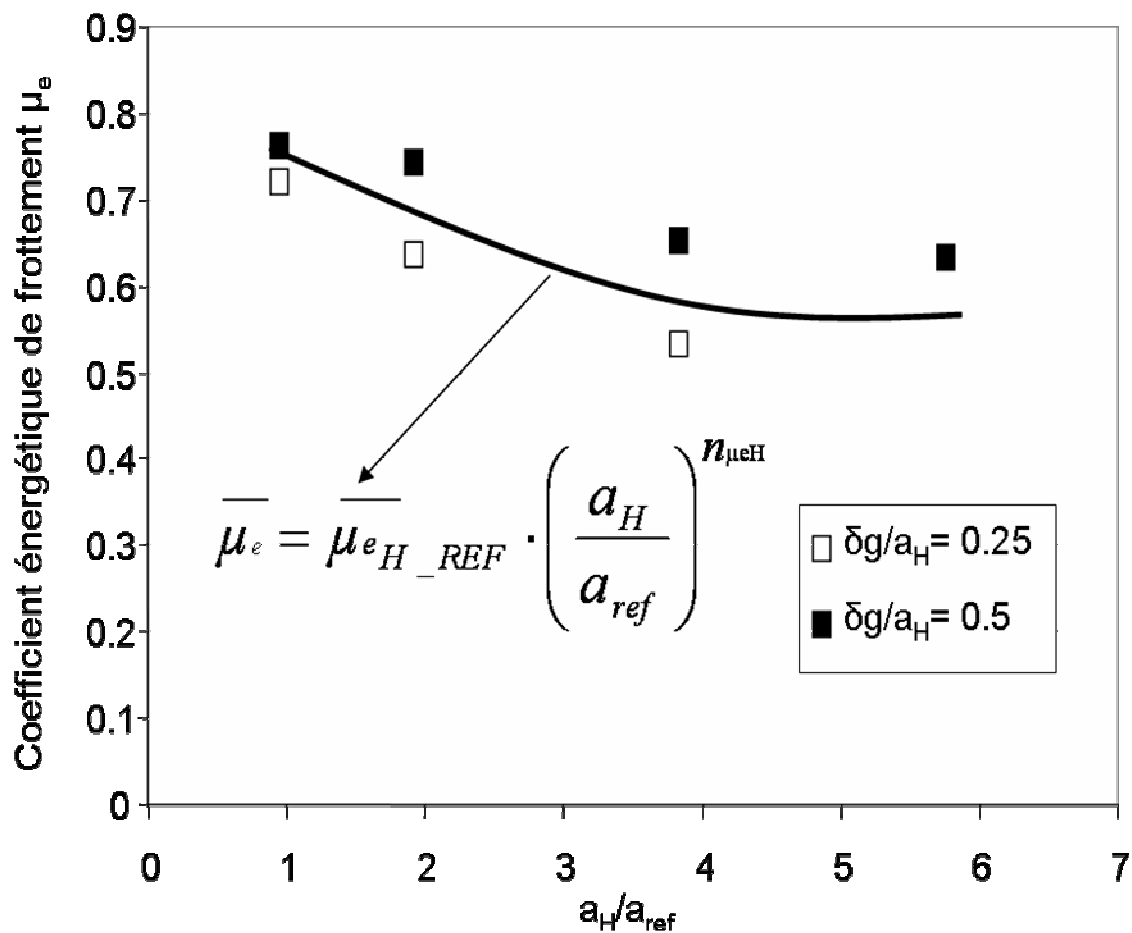


Figure 112: Évolution du coefficient de frottement moyen en fonction du rayon de contact a_H normalisé par le rayon référence $a_{ref} = 100 \mu\text{m}$ ($p_0 = 550 \text{ MPa}$: a) $\delta g/a_H = 0.25$ et b) $\delta g/a_H = 0.5$).

Le tracé log-log (Figure 113) confirme une évolution linéaire qui nous permet d'exprimer la loi de frottement à partir d'une loi puissance telle que :

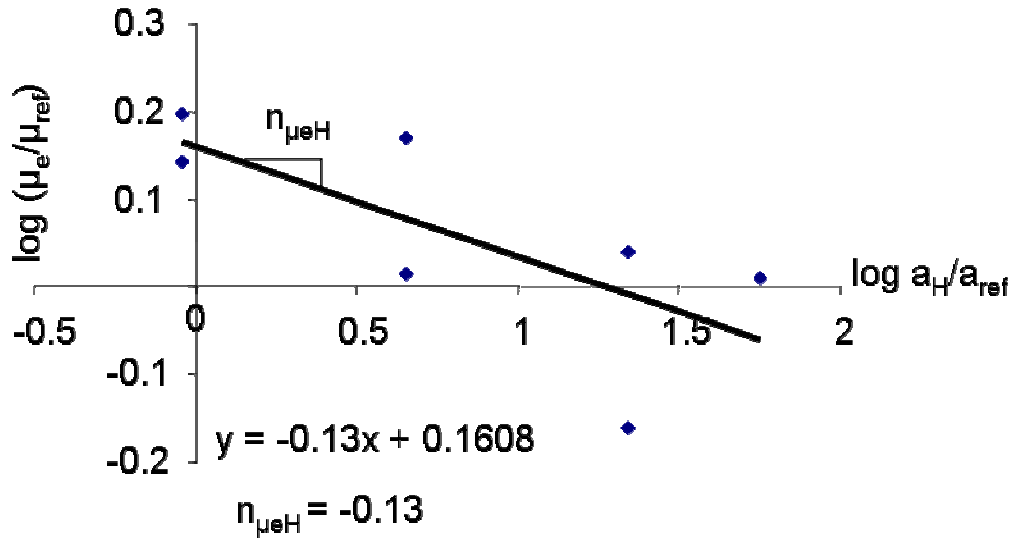


Figure 113: Analyse log-log de l'évolution du coefficient de frottement en fonction de rayon de contact.

$$\overline{\mu_e} = \overline{\mu_{eH_REF}} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\mu eH}} \quad (56)$$

Avec $\mu_{eH_ref} = 0.6$, $n_{\mu eH} = -0.13$.

Une bonne corrélation est observée qui justifie encore une fois la formulation de type puissance pour décrire l'impact du rayon de contact vis-à-vis du de frottement.

2.3 Analyse de la cinétique d'usure (Approche d'Archard) :

Comme pour le contact sphère/plan on observe une évolution pratiquement linéaire du volume d'usure en fonction de facteur d'Archard ΣW pour chacun des rayons de contact analysé.

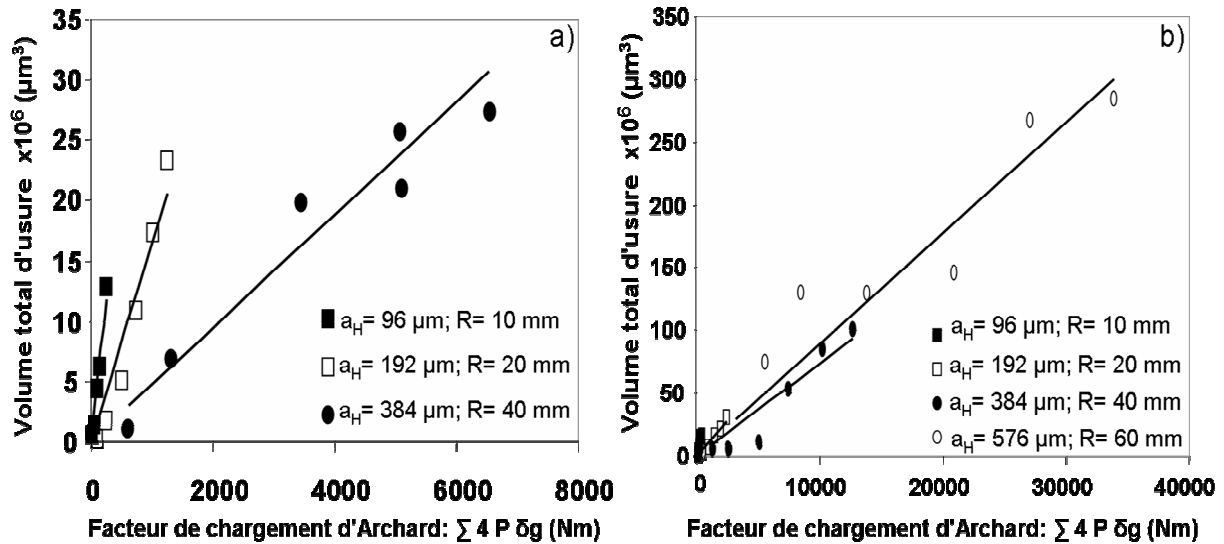


Figure 114: Évolution du volume d'usure en fonction du facteur de chargement d'Archard: a) $\delta g/a_H = 0.25$, b) $\delta g/a_H = 0.5$.

On observe très clairement que la cinétique d'usure (facteur $K = \Delta V / \Delta \Sigma W$) associée à la pente des différentes approximations linéaires tend à décroître avec la taille du contact. Les différentes valeurs obtenues sont regroupées dans le tableau 27.

Rayon de cylindre (mm)	a_H (μm)	a_M (μm)	Coefficient K ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$) ; R^2	Coefficient α ($\mu\text{m}^3/\text{J}$) ; R^2	$\delta g/a_H$
10	96	208	47513 ; 0.96	68580 ; 0.97	0.25
20	192	383	16409 ; 0.92	26714 ; 0.93	0.25
40	384	630	4694 ; 0.88	8460 ; 0.8	0.25
10	96	289	32776 ; 0.94	43598 ; 0.96	0.5
20	192	457	10864 ; 0.93	19042 ; 0.95	0.5
40	384	820	7330 ; 0.88	10477 ; 0.89	0.5
60	576	1413	8863 ; 0.76	14421 ; 0.83	0.5

Tableau 27 : Coefficient d'Archard K , coefficient énergétique α et le coefficient de régression R^2 pour les différents rayons de cylindre étudiés.

La figure 115 trace dans un diagramme log-log l'évolution de la cinétique d'usure.

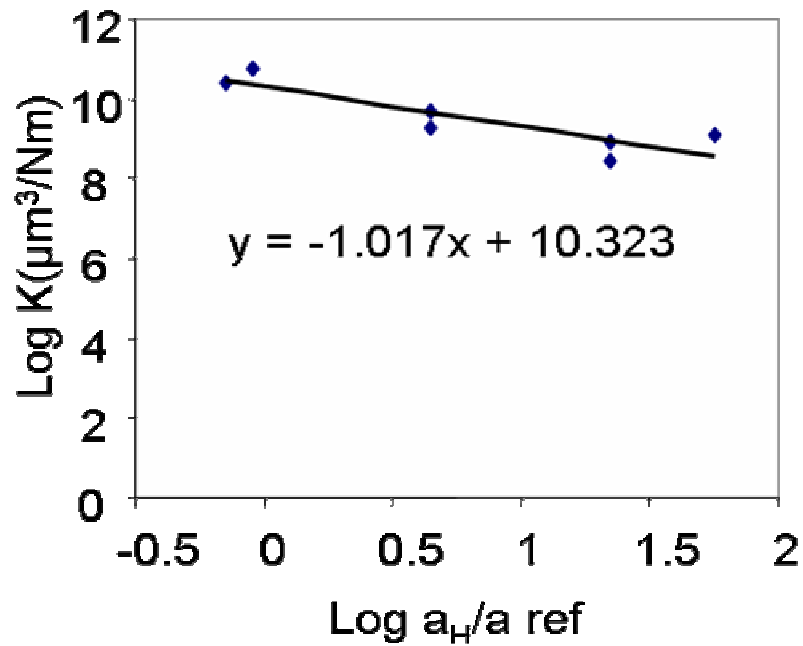


Figure 115: Loi logarithmique du coefficient d'usure d'Archard K en fonction du rayon de contact hertzien normalisé ($\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$).

L'évolution linéaire observée nous permet encore une fois d'exprimer la cinétique d'usure à partir d'une loi puissance telle que :

$$K_H = K_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{KH}} \quad (57)$$

Avec $K_{H_ref} = 25\,000 \mu\text{m}^3/\text{Nm}$ et $n_{KH} = -1$.

La corrélation entre les résultats expérimentaux et la formulation proposée est très bonne.

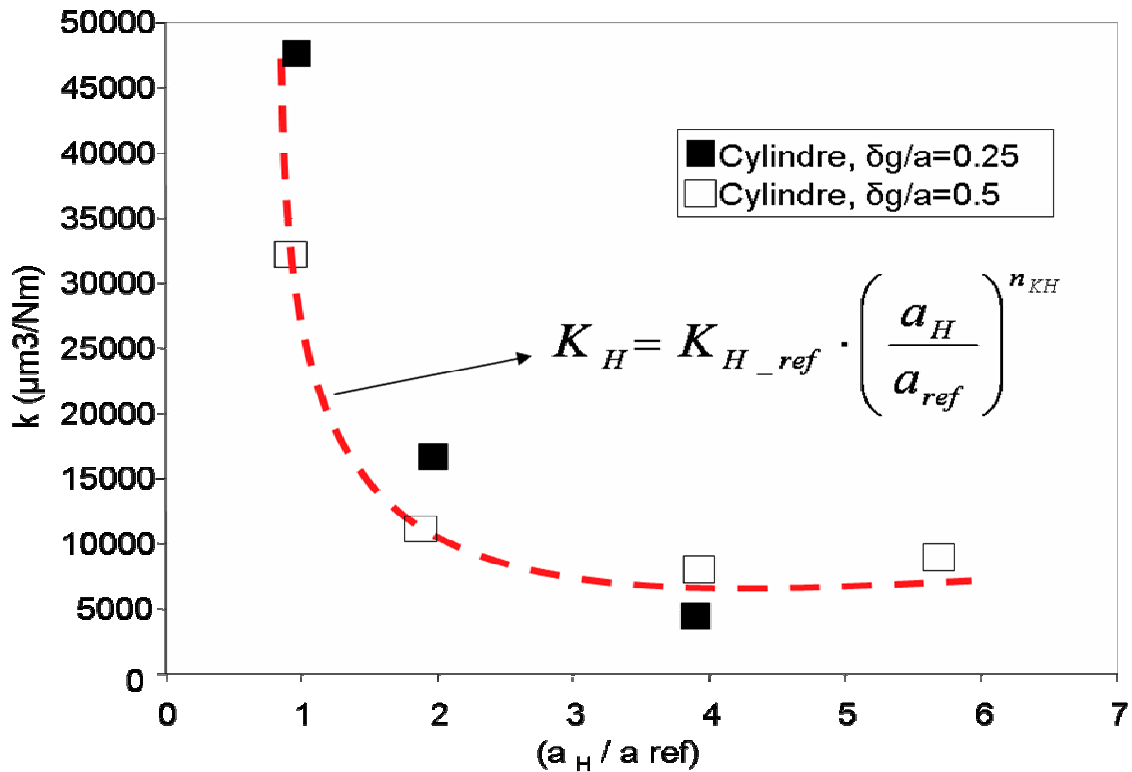


Figure 116: Évolution du coefficient d'usure d'Archard K en fonction du rayon de contact hertzien normalisé, ($\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$).

Comme pour l'analyse du contact sphère/plan on prend en compte l'extension de l'aire de contact induite par l'usure des surfaces en considérant le rayon moyen calculé entre la valeur initiale (contact hertzien) et la valeur finale à l'ouverture du contact.

Nous appliquons la loi logarithmique pour formaliser cette évolution (Figure 117). Nous trouvons aussi une évolution linéaire avec une pente de -1.

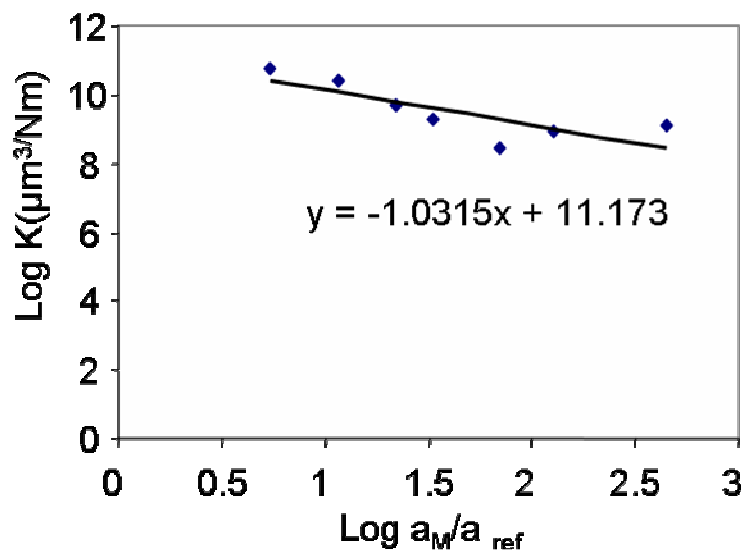


Figure 117: Loi logarithmique du coefficient d'usure d'Archard K en fonction du rayon de contact moyen normalisé ($\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$).

Aussi la cinétique d'usure formulée à partir du rayon de contact moyen est exprimée par la relation suivante (Fig. 118) :

$$K_M = K_{M_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}} \right)^{n_{KM}} \quad (58)$$

Avec $K_{M_ref} = 50\,000 \mu\text{m}^3/\text{Nm}$, $n_{KM} = -1$.

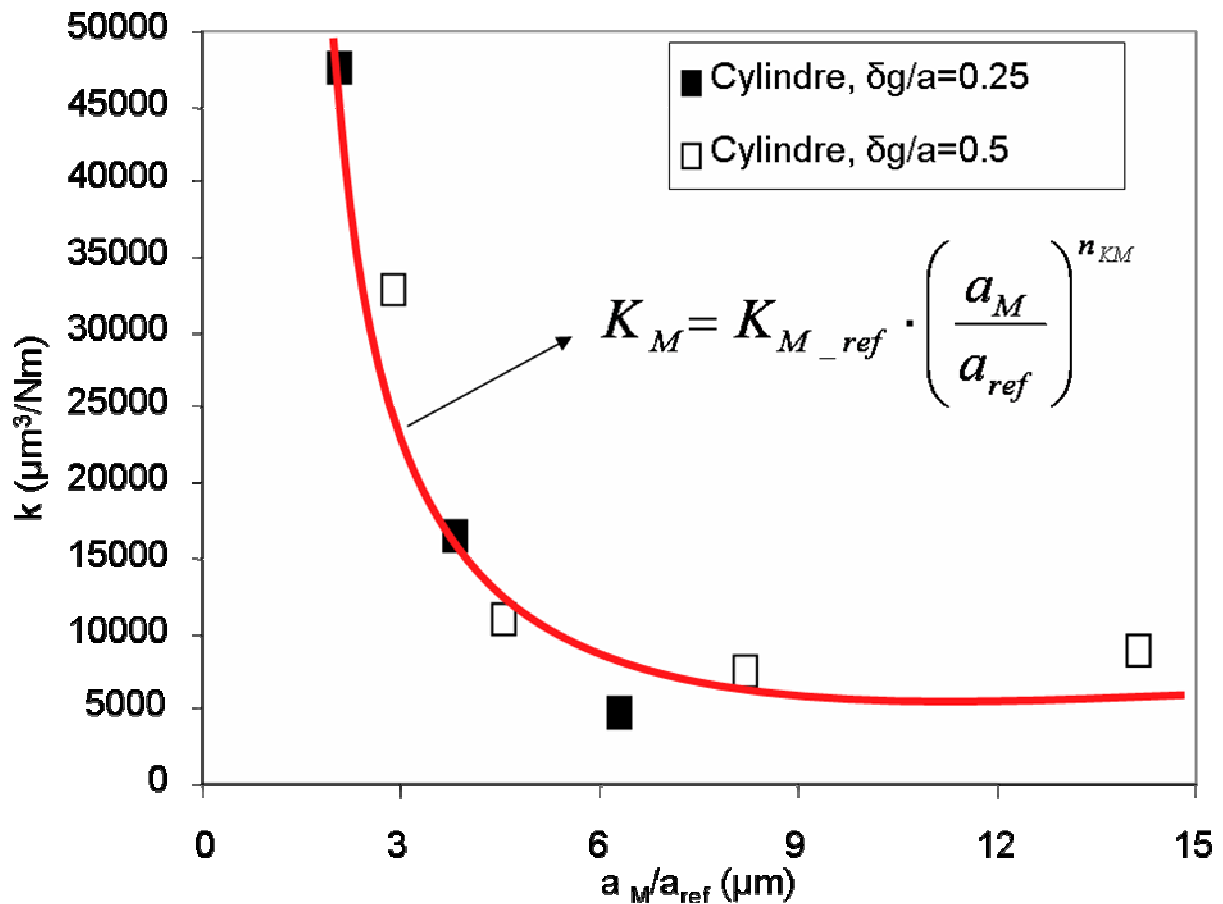


Figure 118: Évolution du coefficient d'usure d'Archard K en fonction du rayon de contact moyen normalisé, ($\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$).

Contrairement à l'analyse du contact sphère/plan on constate que la prise en compte de l'extension du rayon de contact n'influe pas du tout sur l'exposant n .

Cette différence de comportement peut être attribuée à l'impact géométrique lié à l'extension de l'usure.

En effet le contact sphère/plan est 3D alors que le contact cylindre/plan est 2D. Nous développons plus complètement ce volet dans la synthèse comparative entre les résultats cylindre/plan et sphère/plan.

2.4 Formulation énergétique de l'usure :

L'analyse de l'usure est étendue à l'approche énergétique. La figure 119 confirme l'évolution linéaire entre le volume usé et l'énergie dissipée.

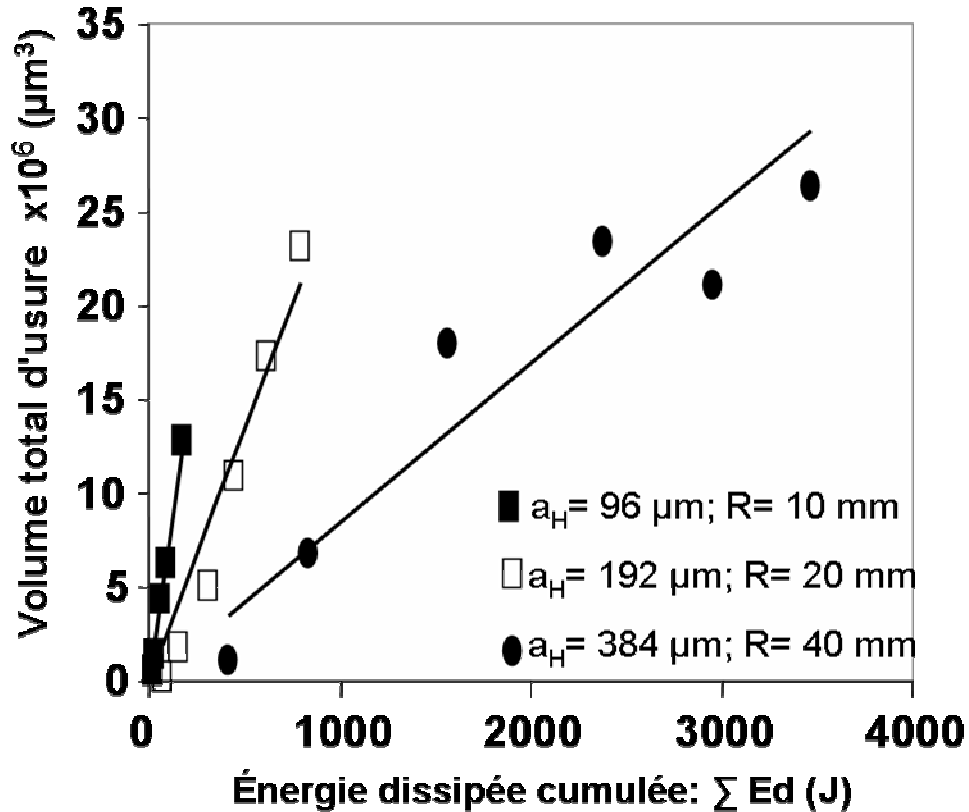


Figure 119: Évolution de l'usure en fonction de l'énergie dissipée cumulée $\delta g/a_H = 0.25$.

On retrouve la tendance suivant laquelle la cinétique d'usure tend à diminuer avec la taille du contact et plus spécialement la largeur de contact suivant la direction de glissement autrement dit la variable « a ».

Le tracé log-log de la figure 120 confirme la stabilité d'une loi puissance pour décrire cette dépendance.

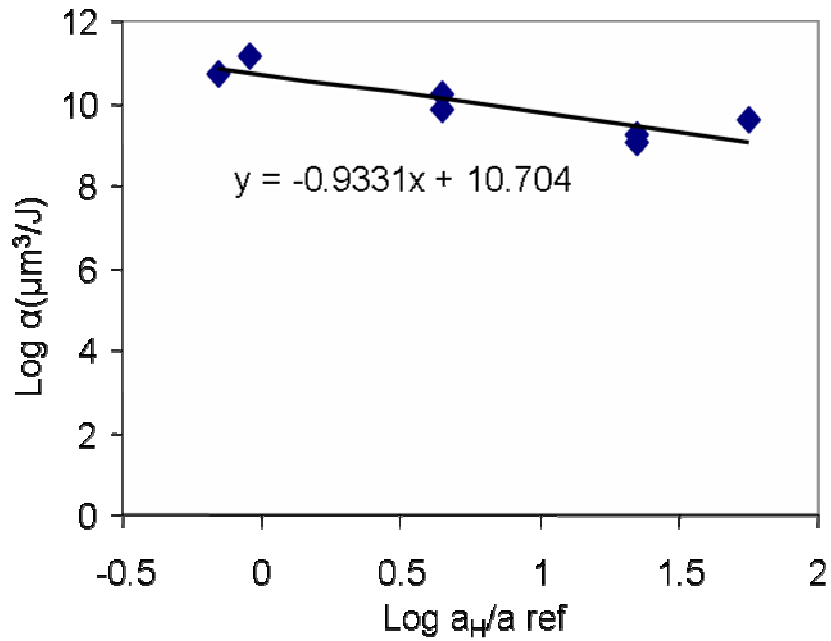


Figure 120: Loi logarithmique du coefficient d'usure énergétique α en fonction de la loi logarithmique du rayon de contact hertzien normalisé, ($p_0= 550 \text{ MPa}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$).

Nous pouvons donc exprimer la loi d'usure à partir de la loi suivante :

$$\alpha_H = \alpha_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha H}} \quad (59)$$

Avec $\alpha_{H_ref} = 40\,000 \mu\text{m}^3/\text{J}$

Et $n_{\alpha H} = -0.9$.

La corrélation de cette formulation avec les résultats expérimentaux est très bonne et de fait on confirme la stabilité de notre démarche (figure 121).

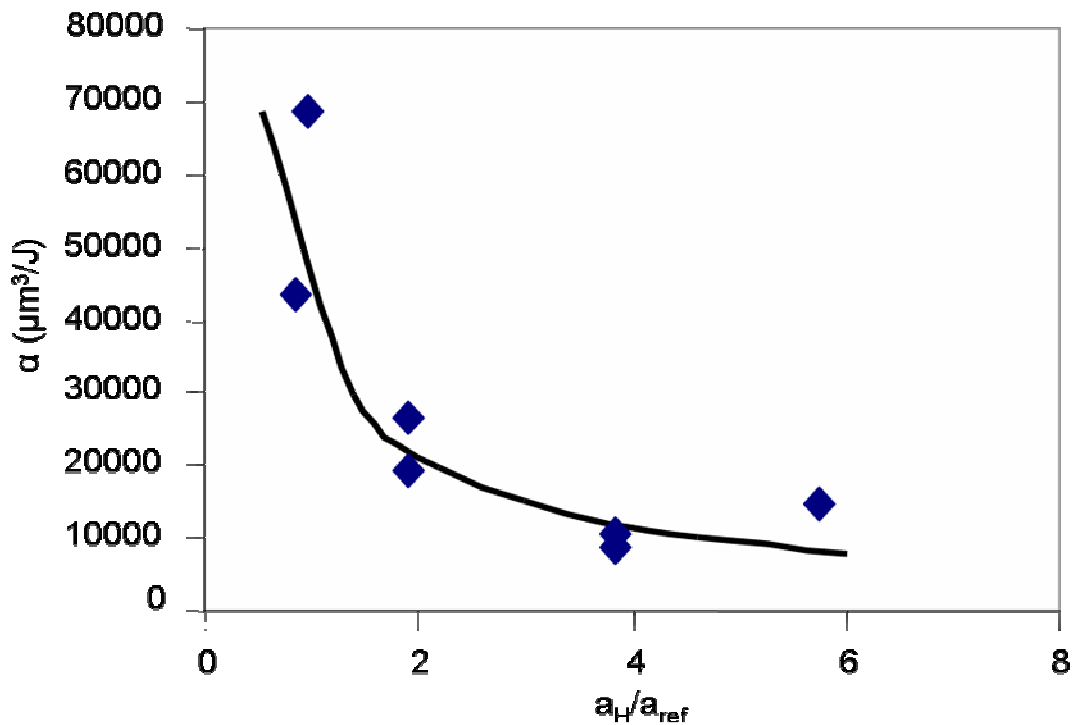


Figure 121: Validation de la formulation puissance pour décrire la loi d'usure énergétique α en fonction de l'aire de contact hertzien normalisé ($p_0 = 550 \text{ MPa}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$), __ courbe théorique correspondant à l'équation 59.

Comme pour l'analyse d'Archard on exprime l'évolution de l'usure en tenant compte de l'extension de l'aire de contact, autrement dit en fonction de la largeur de contact moyenne « a_M ».

Le tracé log-log de la figure 122 confirme la stabilité d'une loi puissance pour décrire cette dépendance.

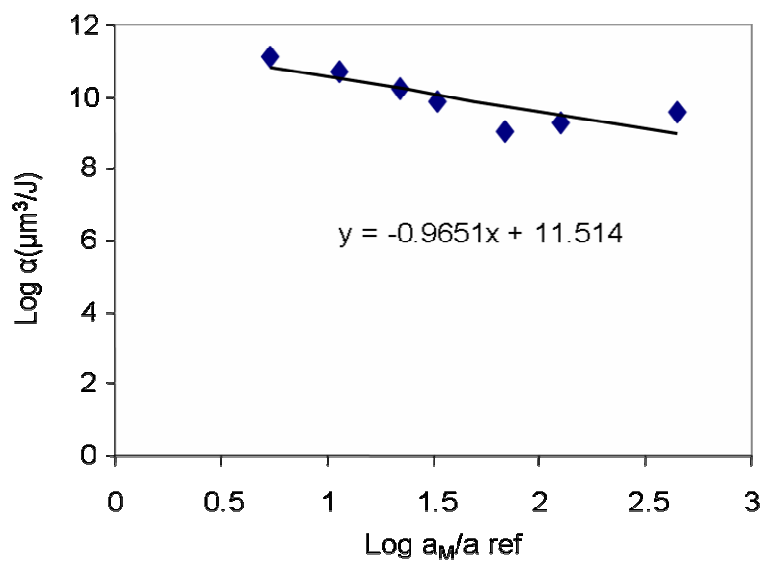


Figure 122: Loi logarithmique du coefficient d'usure énergétique α en fonction du rayon de contact moyen normalisé, ($\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$).

La formulation puissance est conservée telle que :

$$\alpha_M = \alpha_{M_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha M}} \quad (60)$$

Avec $\alpha_{M_ref} = 75\,000 \mu\text{m}^3/\text{J}$

Et $n_{\alpha M} = -0.95$.

La corrélation avec les résultats expérimentaux est encore une fois très bonne.

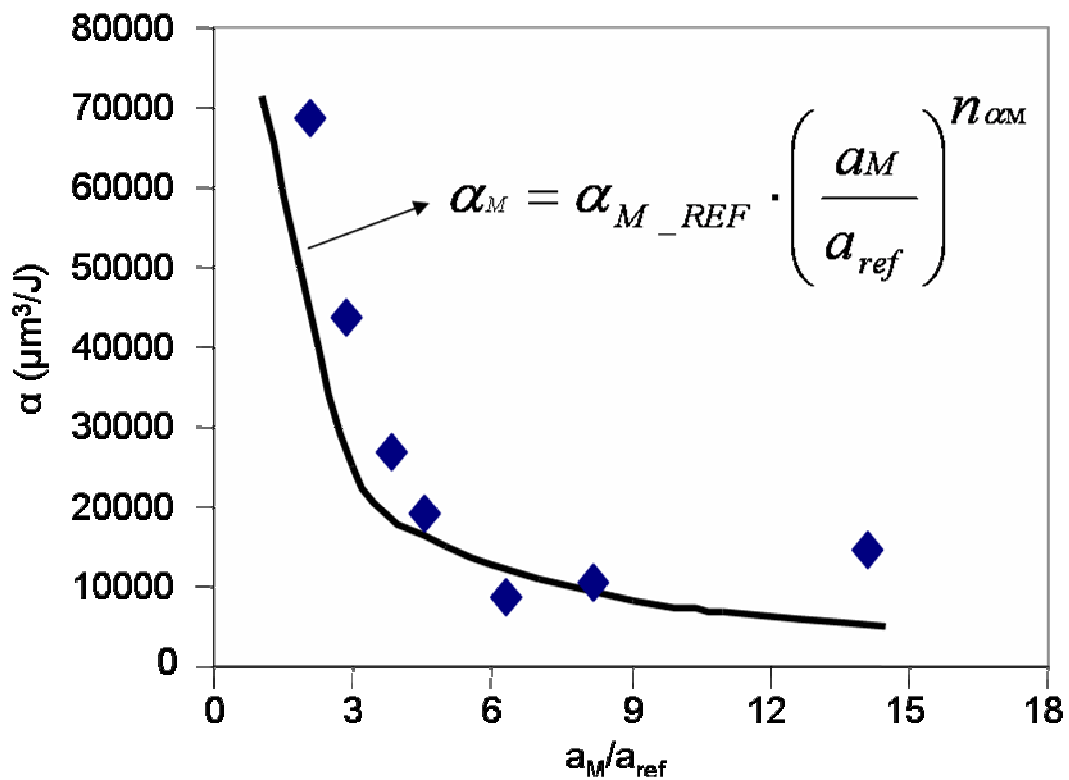


Figure 123: Confirmation de la stabilité de la puissance pour formuler la cinétique d'usure énergétique α en fonction de l'aire de contact moyen normalisé, ($p_0 = 550 \text{ MPa}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$).

2.5 Synthèse :

Dans cette partie nous avons exprimé la cinétique d'usure pour un contact cylindre/plan en 100C6 en tenant compte de l'effet de la taille de contact.

On montre que les mécanismes d'usure se stabilisent après une longue phase de mise en place de l'ordre de 4000 cycles. Pour les petits rayons l'évolution du coefficient de frottement se stabilise autour d'une valeur de 0.8 pour toute la durée de l'essai tandis que pour les grands rayons, l'évolution de coefficient de frottement se stabilise autour d'une valeur de 0.4 et 0.5. La valeur du coefficient de frottement moyen diminue avec le rayon de contact.

Une formulation puissance a été introduite pour quantifier cet aspect.

Il ressort de tous ces résultats une relation unique et linéaire entre le volume total d'usure (V), facteur de chargement d'Archard (W), l'énergie dissipée (Ed), l'amplitude de glissement (δg) et la pression maximale hertzienne (p_0). La détermination d'un coefficient d'usure K et α permet de relier les différents paramètres.

Par ailleurs, les expressions qui décrivent l'évolution de K et α sont stables quelle que soit l'amplitude de glissement et la dimension de contact qui sont appliquées.

On remarque que pour la configuration cylindre/plan les exposants n sont stables pour toutes les conditions étudiées, $n_{KH}=n_{KM}=n_{\alpha H}=n_{\alpha M} = -1$ (tableau 28).

K	K_{ref} ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$)	n_K
(a_H/a_{ref}) Hertzien	25 000	-1
(a_M/a_{ref}) Moyen	50 000	-1

(a)

α	α_{ref} ($\mu\text{m}^3/\text{J}$)	n_α
(a_H/a_{ref}) Hertzien	40 000	-0,9
(a_M/a_{ref}) Moyen	75 000	-0,95

(b)

Tableau 28 : Valeurs des paramètres des équations K et α sous ($p_0 = 550 \text{ MPa}$, $\delta g/a_H = 0.25$, $\delta g/a_H = 0.5$).

Ceci suggère que pour la configuration cylindre/plan la cinétique d'usure est inversement proportionnelle à la taille du contact.

La corrélation α (Energie) et K (Archard) est elle aussi intimement liée à la stabilité de la loi de frottement.

En posant l'hypothèse que le coefficient de frottement reste constant pour une géométrie donnée nous pouvons poser que $\bar{\mu}_e = K/\alpha$.

$$\bar{\mu}_e = \frac{K_H}{\alpha_H} = \frac{K_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}}\right)^{n_{KH}}}{\alpha_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}}\right)^{\alpha_{KH}}} = \frac{25000 * \left(\frac{a_H}{a_{ref}}\right)^{-1}}{40000 * \left(\frac{a_H}{a_{ref}}\right)^{-0.9}} = 0.625 * \left(\frac{a_H}{a_{ref}}\right)^{-0.1} \quad (61)$$

L'expression que nous obtenons est très proche de celle déduite lors de l'analyse du coefficient de frottement moyen (Equation 56).

On démontre donc que l'expression $\mu_e = K/\alpha$ peut être appliquée et indirectement la stabilité de la loi de frottement même si celle-ci semble légèrement moins stable que pour le contact sphère/plan.

3. Conclusion sur la cinétique d'usure de 100C6/100C6 sec soumis à des chargements de fretting:

Dans le cadre de cette recherche nous avons formalisé la réponse tribologique du contact sec 100C6/100C6 soumis à des sollicitations de fretting.

On montre que la phase de transition entre l'étape E ($\mu = 0.5$) et F ($\mu = 0.8$) (cf. chapitre 2) tend à diminuer avec la taille de contact et par ailleurs la valeur du coefficient de frottement de la phase stabilisée diminue avec la taille du contact pour rejoindre celle du minimum pour les très grands contacts.

La principale originalité de nos travaux a été de mettre en place une démarche expérimentale permettant de découpler l'influence de la taille du contact et de la pression en ajustant les rayons des contre corps (sphères et cylindres) et les efforts normaux de façon à travailler à iso pression maximale (p_0) ou iso rayon de contact (a_H).

L'analyse en pression variable (iso taille de contact) montre que dans le domaine des pressions étudiées situées dans le domaine « d'accommodation élastique », la cinétique d'usure (paramètres K et α) est indépendante de la pression.

L'analyse à iso pression et iso taille de contact en faisant varier l'amplitude de glissement δg confirme que pour le spectre des amplitudes étudiées, l'amplitude de glissement a très peu d'influence sur la cinétique d'usure.

Nous concluons donc que les facteurs d'usure d'Archard K et α permettent de bien formaliser la cinétique d'usure pour une taille de contact donné ceci quelle que soit la pression où l'amplitude de glissement. Ceci fut ailleurs validé par des évolutions linéaires entre les volumes d'usure et les facteurs de chargement $\sum W$ et $\sum Ed$.

L'aspect très novateur de nos recherches a été de montrer et de formaliser l'impact de la taille du contact vis-à-vis du coefficient de frottement et de la cinétique d'usure.

Ainsi, en analysant les conditions d'iso pression ($p_0 = \text{cte}$) pour des conditions de glissement constantes ($\delta g = \text{cte}$), et des conditions de glissement relatif constant ($\delta g / a_H = \text{cte}$) on montre

que le coefficient de frottement μ_e ainsi que les coefficients d'usure K et α décroissent suivant une fonction puissance avec la taille du contact telle que :

$$X = X_{REF} \cdot \left(\frac{a}{a_{ref}} \right)^{n_X}$$

En considérant l'hypothèse d'un contact hertzien et en normalisant la réponse pour un contact référence $a_{ref} = 100 \mu\text{m}$, nous pouvons exprimer les coefficients de frottement et d'usure au travers des relations suivantes :

$$\overline{\mu_e} = \overline{\mu_{eH_REF}} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\mu eH}}$$

$$K_H = K_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{KH}}$$

$$\alpha_H = \alpha_{H_REF} \cdot \left(\frac{a_H}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha H}}$$

Nous avons identifié les différents paramètres au travers d'une très large gamme de conditions de sollicitations.

Analyse Hertzienne	$\overline{\mu_{eH_REF}}$	$n_{\mu eH}$	K_{H_ref} ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$)	n_{KH}	α_{H_ref} ($\mu\text{m}^3/\text{J}$)	$n_{\alpha H}$
Sphère/plan	0,8	-0,25	75 000	-1,2	90 000	-0,92

Tableau 29 : Identification des lois puissances décrivant le comportement tribologique en fonction du rayon de contact (contact sphère/plan, Analyse Hertzienne).

Cette analyse nous a permis de confirmer l'équivalence entre l'approche d'Archard et l'approche énergie dissipée dans ce cas précis où le coefficient de frottement reste constant.

En effet nous déduisons que : $K = \alpha \cdot \overline{\mu_e}$

Puisque $n_{KH} \approx n_{\alpha H} + n_{\mu eH}$ et par ailleurs

$$K_{H_ref} \approx \overline{\mu_{eH_REF}} \cdot \alpha_{H_ref}$$

Cette analyse a été appliquée au contact cylindre/plan pour des configurations de contact similaires (niveau de pression et amplitudes de glissement équivalentes).

Nous retrouvons encore une fois un effet marqué de la taille du contact. On confirme la pertinence des lois puissances proposées, en revanche, on remarque que les paramètres des différentes formulations sont sensiblement différents en particulier les valeurs des exposants qui indirectement décrivent l'impact du rayon de contact sur le comportement tribologique.

Ainsi pour les configurations cylindre/plan étudiées nous déduisons :

Analyse Hertzienne	$\overline{\mu_{eH_REF}}$	$n_{\mu eH}$	K_{H_ref} ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$)	n_{KH}	α_{H_ref} ($\mu\text{m}^3/\text{J}$)	$n_{\alpha H}$
Cylindre/plan	0.6	-0.13	25000	-1	40000	-0.9

Tableau 30 : Identification des lois puissances décrivant le comportement tribologique en fonction du rayon de contact (contact cylindre/plan, Analyse Hertzienne).

Encore une fois la stabilité du coefficient de frottement permet d'établir une relation de passage entre l'analyse d'Archard et l'approche énergétique puisqu'on vérifie la relation :

$$K = \alpha \cdot \overline{\mu}_e$$

La différence des valeurs des exposants « n_x » entre les configurations sphère/plan et cylindre/plan pose le problème de la stabilité des lois puissances proposées.

En fait, une analyse plus approfondie, montre qu'une description de la dimension du contact basée sur le rayon hertzien est biaisée car en réalité le rayon de contact augmente avec l'usure de l'interface.

La prise en compte de cet élément pourrait expliquer la différence de comportement entre le contact 2D cylindre/plan et le contact 3D sphère/plan. Ainsi pour un même volume usé, l'extension de l'aire de contact sera différente ce qui perturbera la loi puissance et donnera lieu à des exposants différents.

Pour palier ce problème et tenir compte de l'extension du rayon de contact en fonction de l'usure on formalise la loi d'usure non pas à partir du contact Hertzien « a_H » mais à partir d'une valeur moyenne du rayon de contact « a_M » calculée à partir du suivi de l'extension du rayon de contact.

La transposition du paramètre a_M confirme la stabilité des lois puissances que ce soit pour la configuration sphère/plan ou cylindre/plan.

On exprime une fois encore le coefficient de frottement et les cinétiques d'usure à partir des relations suivantes :

$$\overline{\mu_e} = \overline{\mu_{eM_REF}} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}} \right)^{n_{\mu e M}}$$

$$K_M = K_{M_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}} \right)^{n_{KM}}$$

$$\alpha_M = \alpha_{M_REF} \cdot \left(\frac{a_M}{a_{ref}} \right)^{n_{\alpha M}}$$

Les données issues de l'identification sont regroupées dans le tableau suivant :

Analyse a_M	$\overline{\mu_{eM_REF}}$	$n_{\mu e M}$	K_{M_ref} ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$)	n_{KM}	α_{M_ref} ($\mu\text{m}^3/\text{J}$)	$n_{\alpha M}$
Sphère/plan	1	-0.3	270000	-1.5	250000	-1.2
Cylindre/plan	0.7	-0.1	50000	-1	75000	-0.95

Tableau 31 : Identification des lois puissances décrivant le comportement tribologique du contact 100C6/100C6 sec en tenant compte de l'extension de l'aire de contact induite par l'usure.

En faisant abstraction des constantes associé aux conditions références choisies, nous pouvons dire que la cinétique d'usure d'Archard pour le contact sphère/plan et cylindre plan est exprimée respectivement par:

$$K_{sp} \alpha \frac{1}{a_{Msp}^{3/2}} \quad (62)$$

$$\text{et } K_{cp} \alpha \frac{1}{a_{Mcp}} \quad (63)$$

Nous observons un écart de 50% entre les exposants qui souligne qu'une approche uniquement basée sur la longueur « a », représentative du trajet de parcours d'un débris suivant l'axe de glissement, n'est pas suffisante.

De nombreuses formulations de lois d'usure soulignent l'importance de la taille de contact autrement dit de l'aire de contact.

On exprime donc pour les deux configurations de contact la relation entre « a » (largeur de contact suivant la direction de glissement) et l'aire de contact A soit respectivement :

Pour le contact sphère/plan :

$$A_{sp} = \pi a_{sp}^2 \quad \text{soit} \quad a_{Msp} \propto A_{Msp}^{1/2} \quad (64)$$

Pour le contact cylindre/plan :

$$A_{cp} = L \cdot a_{cp} \quad \text{soit} \quad a_{Mcp} \propto A_{Mcp} \quad (65)$$

Avec L longueur de la génératrice du cylindre.

On reporte l'expression de l'aire de contact dans la formulation puissance de la loi d'Archard, nous déduisons :

$$K_{sp} \propto \frac{1}{A_{Msp}^{3/4}} \quad (66)$$

$$\text{et} \quad K_{cp} \propto \frac{1}{A_{Mcp}} \quad (67)$$

L'analyse similaire transposée à l'approche énergétique montre que :

$$\alpha_{sp} \propto \frac{1}{A_{Msp}^{0.6}} \quad (68)$$

$$\text{et} \quad \alpha_{cp} \propto \frac{1}{A_{Mcp}^{0.95}} \quad (69)$$

La formulation établie à partir de l'aire de contact semble être plus pertinente avec un écart réduit à 30% entre les composants identifiés pour les contacts 3D (sphère/plan) et 2D (cylindre/plan). L'écart reste cependant substantiel ce qui suggère qu'une approche uniquement fondée sur l'aire de contact ne permet pas de bien formaliser l'influence du rayon de contact indépendamment de la géométrie de contact.

En fait, on peut supposer que l'effet de la taille du contact fait intervenir simultanément l'aire de contact « A » et la longueur cinématique « a » autrement dit la distance de parcours du troisième corps avant éjection des débris.

Pour représenter cet effet couplé on pose en première approximation la variable

$$\Phi = A \cdot a \quad (70)$$

Ainsi pour un contact sphère/plan cette variable sera égale à :

$$\Phi_{sp} = \pi a_{sp}^3 \quad \text{soit} \quad a_{Msp} \propto \Phi^{1/3} \quad (71)$$

Pour un contact cylindre/plan nous déduisons :

$$\Phi_{cp} = L \cdot a_{cp}^2 \quad \text{soit} \quad a_{Mcp} \propto \Phi^{1/2} \quad (72)$$

Soit $L = 3$ mm, $L = 4$ mm, $L = 5$ mm et $L = 6$ mm respectivement pour les rayons de cylindre de $R = 10$ mm, $R = 20$ mm, $R = 40$ mm et $R = 60$ mm.

En réinjectant la variable couplée Φ (Aire de contact- distance parcourue du troisième corps) on déduit respectivement pour les configurations sphère/plan et cylindre/plan que :

$$K_{sp} \propto \frac{1}{\Phi_{Msp}^{1/2}} \quad (73) \quad \text{et} \quad k_{cp} \propto \frac{1}{\Phi_{Mcp}^{1/2}} \quad (74)$$

Par ailleurs pour l'analyse énergétique on déduit :

$$\alpha_{sp} \propto \frac{1}{\Phi_{Msp}^{0.4}} \quad (75) \quad \text{et} \quad \alpha_{cp} \propto \frac{1}{\Phi_{Mcp}^{0.47}} \quad (76)$$

On observe que l'écart des exposants associés aux configurations 3D (sphère/plan) et 2D (cylindre/plan) est désormais très faible, en particulier pour l'approche d'Archard. Aussi, sans être démontré il apparaît que le facteur Φ en intégrant l'effet de l'aire de contact « A » et la longueur cinématique « a » permet d'uniformiser l'impact de la taille du contact vis-à-vis du comportement tribologique ceci quelle que soit la géométrie du contact.

Nous déduisons :

$$\frac{\overline{\mu_e}}{\overline{\mu_{e_{ref}}}} = \left(\frac{\Phi}{\Phi_{ref}} \right)^{n_{\mu e}} \quad \text{avec} \quad n_{\mu e} \approx -0.1 \quad (77)$$

$$\frac{K}{K_{ref}} = \left(\frac{\Phi}{\Phi_{ref}} \right)^{n_K} \quad \text{avec} \quad n_K \approx -0.5 = -1/2 \quad (78)$$

$$\frac{\alpha}{\alpha_{ref}} = \left(\frac{\Phi}{\Phi_{ref}} \right)^{n_\alpha} \quad \text{avec} \quad n_\alpha \approx -0.4 \quad (79)$$

Avec $\Phi \propto A \cdot a$ (80) soit ici, $\Phi = a^3$ et $\Phi_{ref} = a_{ref}^3$ (contact sphère/plan)

Et $\Phi = a^2$ et $\Phi_{ref} = a_{ref}^2$ (contact cylindre/plan/plan)

Pour illustrer l'intérêt de cette démarche, on trace l'évolution normalisée de la cinétique d'usure K/K_{ref} en fonction du paramètre (Φ/Φ_{ref}) pour les deux configurations de contact sphère/plan et cylindre/plan (Fig. 124).

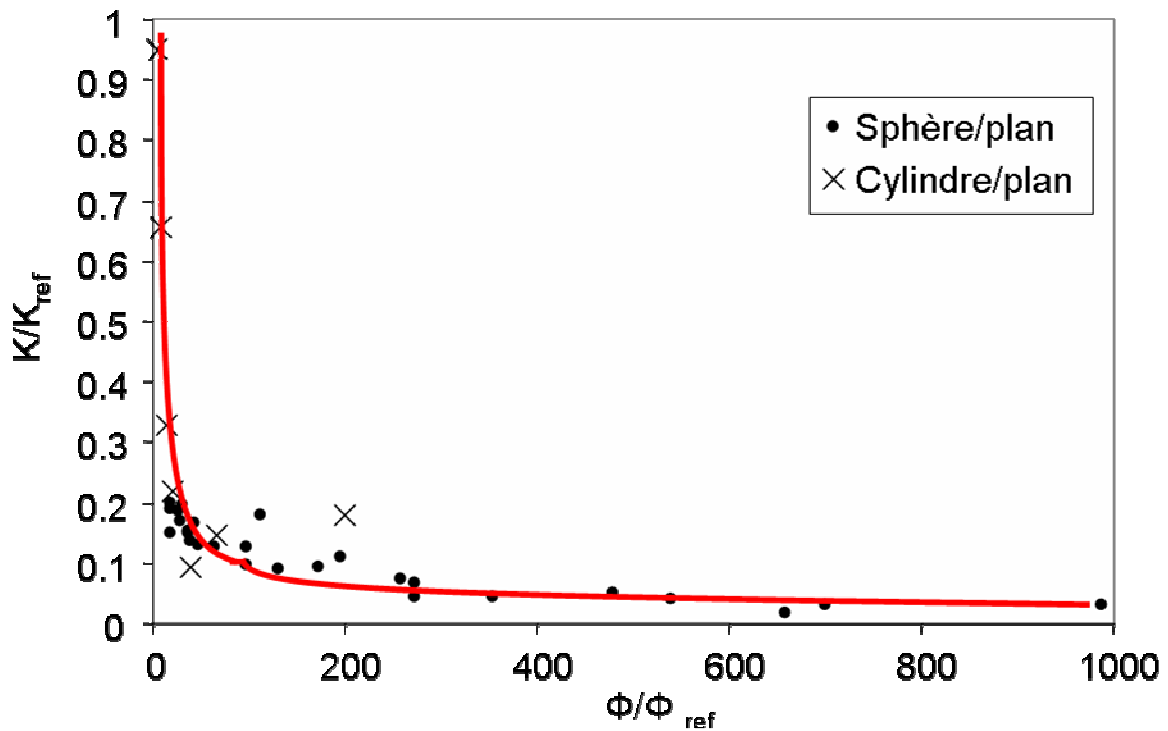


Figure 124 : Evolution normalisée du ratio K/K_{ref} en fonction du paramètre Φ/Φ_{ref} . Avec $\Phi = a^3_M$ et $\Phi_{ref} = a^3_{ref}$ pour le contact sphère/plan; $\Phi = a^2_M$ et $\Phi_{ref} = a^2_{ref}$ pour le contact cylindre/plan. $K_{ref} = K_{M_REF} = 270000 \mu m^3/Nm$ pour le contact sphère/plan et $K_{ref} = K_{M_REF} = 50000 \mu m^3/Nm$ pour le contact cylindre/plan.

On remarque une très bonne corrélation qui souligne la stabilité de la démarche proposée et l'intérêt du facteur Φ comme paramètre unificateur pour intégrer l'impact de la taille du contact et de la géométrie dans les processus tribologiques.

IV. Etude tribologique de la lubrification

sur la multi échelle du contact sphère

/plan de 100C6 :

1. Lubrification en fretting :

Les palliatifs pour le fretting :

La sollicitation de fretting induit deux types de dégradation, l'un étant l'usure par formation de débris et l'autre l'amorçage puis la propagation de fissures. Il est donc important de limiter ces types de dégradations. Différents palliatifs sont envisageables pour réduire les phénomènes de fretting : amoindrir les vibrations et les glissements relatifs des surfaces en contact, utiliser des matériaux plus résistants ou enfin diminuer les coefficients de frottement par l'addition de lubrifiants. L'objectif du chapitre suivant est d'étudier le comportement du lubrifiant soumis à des sollicitations de fretting en nous focalisant sur l'impact de la taille et de la géométrie du contact.

Les lubrifiants :

Les lubrifiants sont largement utilisés dans les systèmes tribologiques, cependant leur application dans les contacts soumis à une sollicitation de fretting est très difficile compte tenu de leur faible durabilité. Une méthode de sélection des lubrifiants s'avère donc primordiale.

Il existe trois types de lubrifiants classés suivant leur état physique : les lubrifiants solides, semi solides et liquides. Les lubrifiants solides sont généralement sous forme de poudre ou de film (MoS_2 , graphite, film polymère). Les graisses sont les lubrifiants semi solides les plus répandus. Ce sont des lubrifiants composés de deux phases, aux structures et caractéristiques rhéologiques complexes. L'étude dans ce chapitre se focalise sur les graisses (lubrifiants semi solides).

2. Méthode expérimentale :

Méthode du débattement constant :

L'adjonction de lubrifiants dans le contact a pour effet d'abaisser le coefficient de frottement. L'impact du lubrifiant sur le coefficient de frottement va dépendre de l'amplitude du débattement, de la pression dans le contact mais aussi d'autres facteurs comme la fréquence (vitesse de glissement) ou de la température.

Comme dans tous les contacts secs étudiés dans les chapitres précédents, on conserve une même fréquence aussi dans ce chapitre qui est de 10 Hz. Nous étudierons essentiellement la graisse H7S dont les caractéristiques sont confidentielles.

A titre comparatif on analysera la graisse KLUBER (ISOFLEX NBU 15) dont les caractéristiques sont les suivantes : Densité= 0.99 g/cm^3 , températures d'utilisation de -40 à $130 \text{ }^\circ\text{C}$, viscosité d'huile de base à température ambiante est de $40 \text{ mm}^2/\text{s}$.

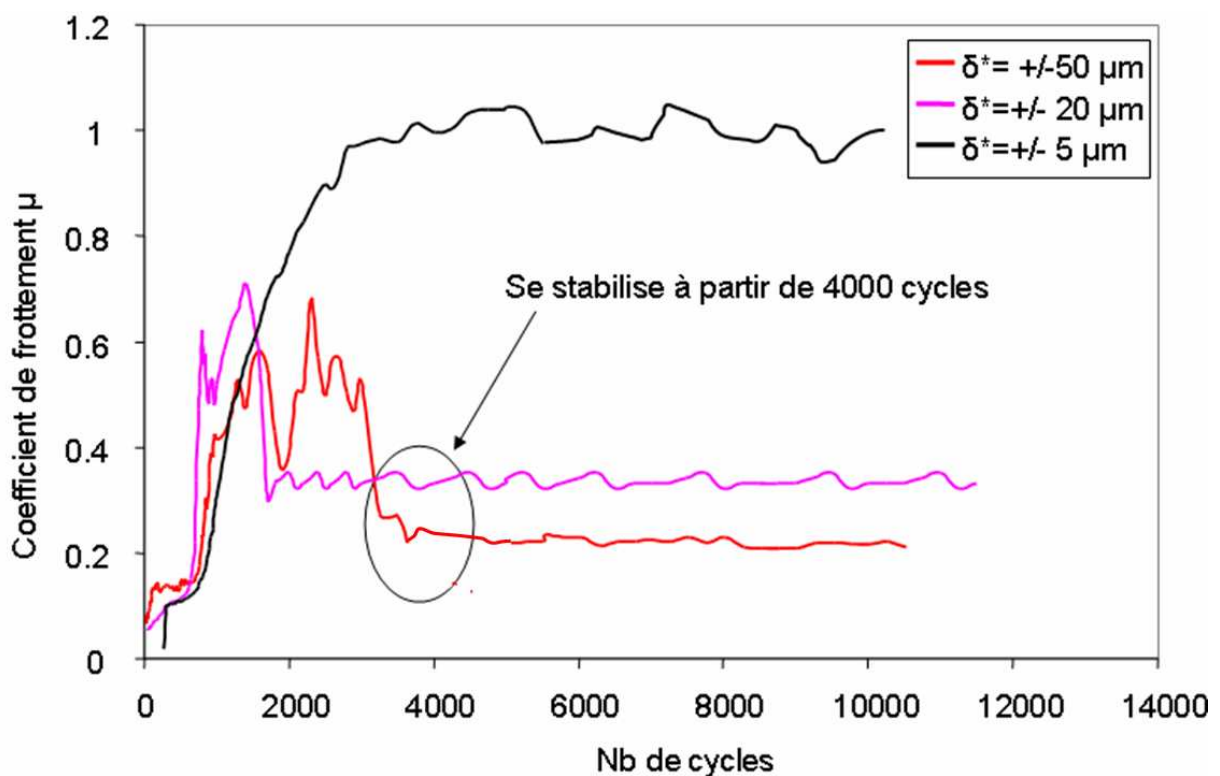


Figure 125 : Evolution du coefficient de frottement en fonction du déplacement (graisse H7S, Rayon de la sphère 19.05 mm, $P = 550 \text{ MPa}$, $P = 24 \text{ N}$).

La figure 125 confirme que le coefficient de frottement varie avec l'amplitude de débattement dans un contact lubrifié (graisse) sous chargement de fretting.

Pour savoir dans quel régime nous sommes, on utilise le critère énergétique A (Chapitre 1, figure 5).

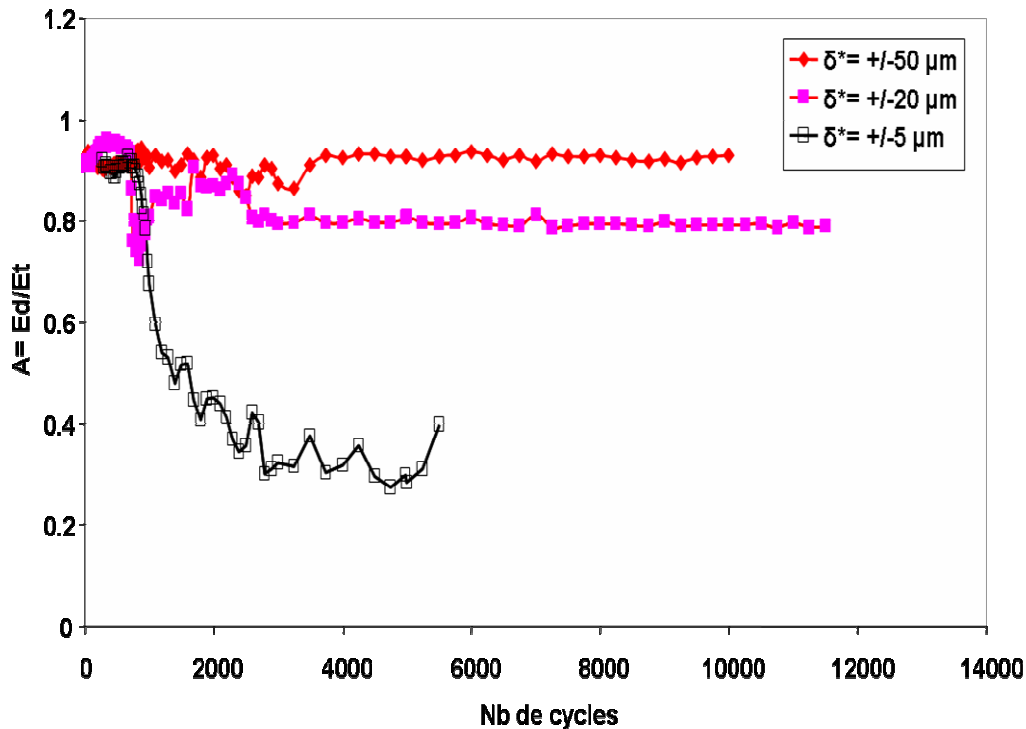


Figure 126 : Condition de glissement (graisse H7S, Rayon de la sphère 19.05 mm, $P = 550$ MPa, $P = 24$ N).

La figure 126 illustre que pour les conditions étudiées nous sommes dans un régime de glissement total puisque $A > 0.2$ même pour l'amplitude de déplacement de $5 \mu\text{m}$.

Cependant si le contact est clairement en glissement total pour $\delta^* = \pm 50 \mu\text{m}$, $\delta^* = \pm 20 \mu\text{m}$ avec $A > 0.7$, la condition à $\delta^* = \pm 5 \mu\text{m}$ se rapproche très sensiblement du domaine de glissement partiel ce qui suppose une amplitude de glissement δ_g très faible.

La comparaison des deux courbes figure 125 et 126 confirme la forte dépendance de l'amplitude de débattement et donc du glissement sur la lubrification du contact. Pour les faibles amplitudes $\delta^* = \pm 5 \mu\text{m}$, le coefficient de frottement reste très élevé équivalent au contact sec $\mu = 1$ (coefficient de frottement conventionnel).

En revanche, pour les grandes amplitudes, après une augmentation du coefficient de frottement aux alentours de 0.5, on observe après environ 4000 cycles une forte réduction du

coefficient de frottement qui se stabilise à 0.2. Cette tendance confirme les travaux de Waterhouse et Zhou (Fig. 127).

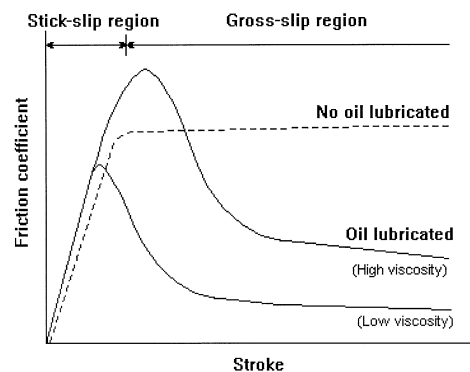


Figure 127 : Evolution du coefficient de frottement en fonction du déplacement.

Ces travaux montrent, que comme tout contact en glissement partiel l'influence de lubrifiant est négligeable et le contact est équivalent à un contact sec. Le coefficient de frottement à la transition peut être plus important car le lubrifiant bloque l'accès de l'oxygène dans l'interface et favorise des contacts métal- métal. Ce comportement dépend de la viscosité du lubrifiant, si celle-ci est faible, le lubrifiant parvient à pénétrer dans l'interface et favorise une transition de glissement plus rapide.

Après la transition de glissement partiel/glissement total on observe une réduction asymptotique du coefficient de frottement. En effet, juste après la transition de glissement, le glissement relatif favorise l'entrée du lubrifiant sous l'interface et la formation d'un tribofilm. Cependant la formation de ce tribofilm reste partielle et correspond à des valeurs de frottement élevées. Plus on augmente l'amplitude, plus l'infiltration du lubrifiant sous l'interface est importante et plus le tribofilm est complet et plus le coefficient de frottement diminue.

Finalement l'interface tend vers une couche lubrifiante (tribo- film) complète et une valeur faible et constante du coefficient de frottement.

Dans ce cas de figure, la nature du lubrifiant et sa viscosité sont importantes. Un lubrifiant avec une faible viscosité permet, suivant les auteurs, d'activer plus rapidement et plus complètement la formation d'un tribofilm présentant un faible coefficient de frottement.

Méthode du débattement variable :

La détermination des courbes telles que présentées dans la figure 127 est longue et fastidieuse. Un essai en débattement variable a été mis en place. Il permet en un seul essai de caractériser le coefficient de frottement en fonction de l'amplitude de débattement. Il consiste à augmenter l'amplitude de débattement par paliers progressifs. Etant donnée la dimension du contact réel, la gamme de débattements sera étudiée pour des amplitudes allant de quelques micromètres à environ $\pm 500\mu\text{m}$, ce qui est largement suffisant pour caractériser le comportement de nos deux lubrifiants les graisses Kluber et H7S.

L'évolution de l'amplitude de débattement au cours d'un test s'effectue comme illustré par la figure 128, c'est-à-dire par une augmentation de l'amplitude par paliers progressifs ΔN_c de 5000, le nombre de cycles par palier choisi est suffisant pour avoir un coefficient de frottement stabilisé à chaque palier et le coefficient de frottement est enregistré à la fin de chaque étape. Au début de l'essai la valeur de l'incrément $\Delta\delta^*$ est de ± 2.5 à $\pm 5 \mu\text{m}$ tandis que pour les grandes amplitudes de débattement une fois le contact est en glissement total, l'incrément d'amplitude est de ± 20 à $\pm 25 \mu\text{m}$.

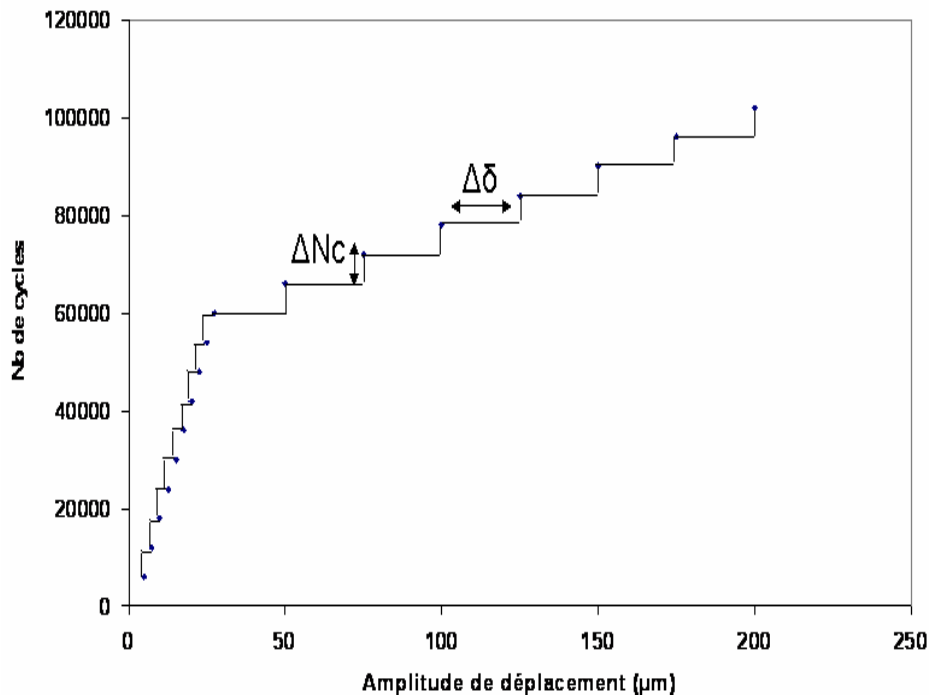


Figure 128 : Illustration de la méthode des débattements variables.

Intégration des nouveaux paramètres :

L'analyse de la réponse du contact lubrifié reste très qualitative. Pour mieux formaliser la réponse du contact on introduit différents paramètres quantitatifs Fig. 129).

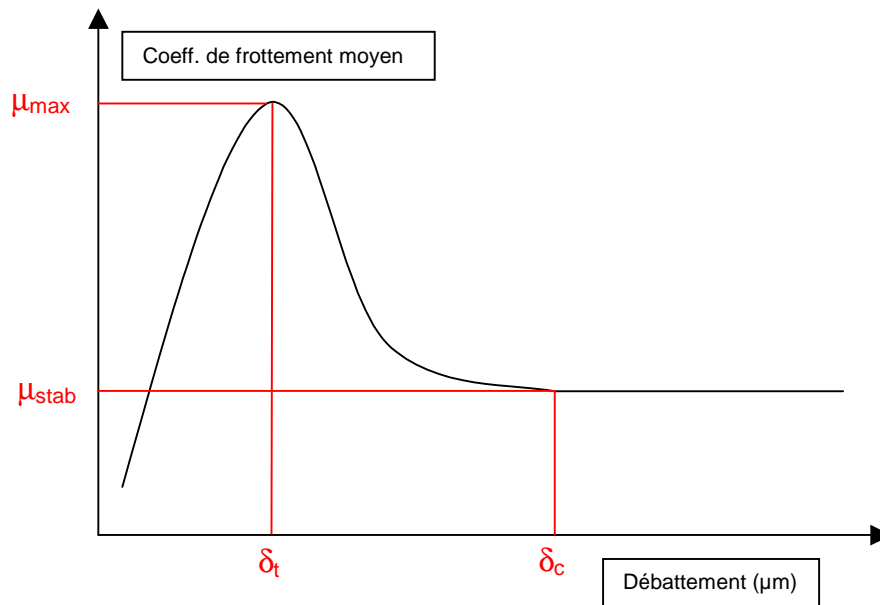


Figure 129 : Représentation des paramètres quantitatifs décrivant le comportement d'un contact lubrifié.

Ainsi on établit :

- δ_t : Amplitude de débattement pour laquelle le coefficient de frottement est le maximum (μ_{\max}).
- δ_c : Amplitude de débattement pour laquelle le coefficient de frottement a fini de chuter pour se stabiliser à une valeur μ_{stab} .

Un lubrifiant sera d'autant plus performant si δ_t , δ_c , μ_{\max} et μ_{stab} sont faibles.

On retiendra que μ_{\max} et δ_t établissent le comportement du lubrifiant dans le domaine transitoire des faibles amplitudes de débattement alors que δ_c et μ_{stab} caractérisent le comportement dans le régime stabilisé des grandes amplitudes.

3. Application de la méthodologie rapide de caractérisation en fretting de lubrifiants :

Dans la suite de cette étude nous allons appliquer la méthode des débattements variables pour comparer et quantifier le comportement des lubrifiants.

Nous aborderons en particulier l'impact de la géométrie et de la taille des contacts.

Le tableau 32 récapitule les conditions étudiées.

R (mm)	p_0 (MPa)	P (N)	a_H (μm)	Graisse	Graisse
19.05	550	24	144	H7S	
25.4	550	41	188	H7S	Kluber
40	550	106	304	H7S	
50	550	162	572	H7S	Kluber

Tableau 32: Conditions opératoires étudiées pour quantifier l'impact de la taille du contact sur le comportement en fretting de différents lubrifiants.

Validation de la méthode des débattements variables :

On applique la méthode de débattement constant sur la sphère de rayon de 19.05 mm sous une pression maximale de 550 MPa avec une graisse de H7S. La fréquence appliquée est de 10 Hz.

La figure 125 illustre les résultats obtenus concernant les coefficients de frottement stabilisés de chaque amplitude de débattement analysée, les valeurs sont notées dans le tableau 33 ci-dessous.

Amplitude de déplacement δ^* (μm)	Valeur de coefficient de frottement stabilisé
5	1
20	0.35
50	0.25

Tableau 33: Valeurs de la figure 125.

On applique maintenant pour des mêmes conditions de contact la méthode des débattements variables. Les résultats de cette analyse sont présentés dans la figure 130 et comparés aux résultats issus de l'analyse en amplitude de débattements constants.

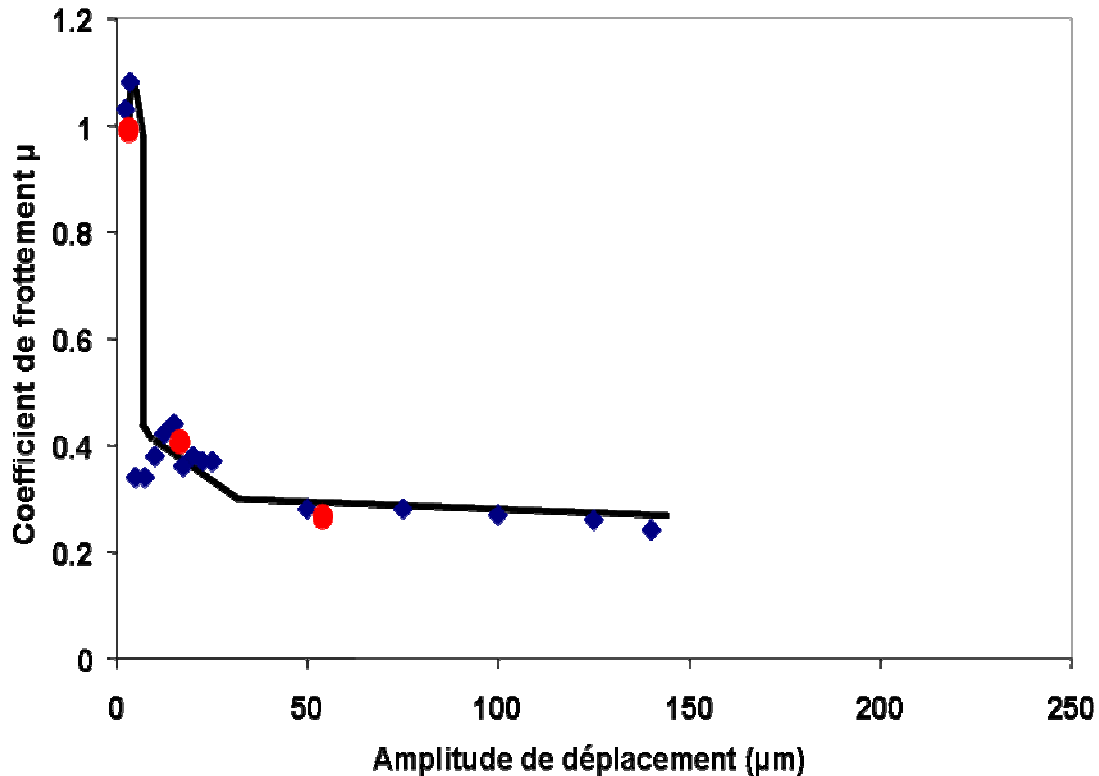


Figure 130 : Impact de la méthode des débattements variables dans le contact (graisse H7S, Rayon de la sphère 19.05 mm, $p_0 = 550$ MPa, $F_n = 24$ N), \blacklozenge résultats en débattements variables, \bullet résultats en débattements constants

On observe une parfaite corrélation entre les résultats issus de la méthode des débattements variables et l'analyse en amplitudes constantes. Ceci valide définitivement la stabilité de la méthode des débattements variables pour caractériser une graisse. Cela souligne aussi que l'historique du chargement a peu d'effet tant que l'on procède par une augmentation progressive du débattement de la condition de glissement partiel vers une condition de glissement total.

Application de la méthode rapide des débattements variables pour comparer différents lubrifiants :

La figure 131 représente l'évolution du coefficient de frottement en fonction de l'amplitude de débattement pour le contact sphère $R= 25.4$ mm pour les configurations sans lubrifiant et lubrifiées H7S et KLUBER.

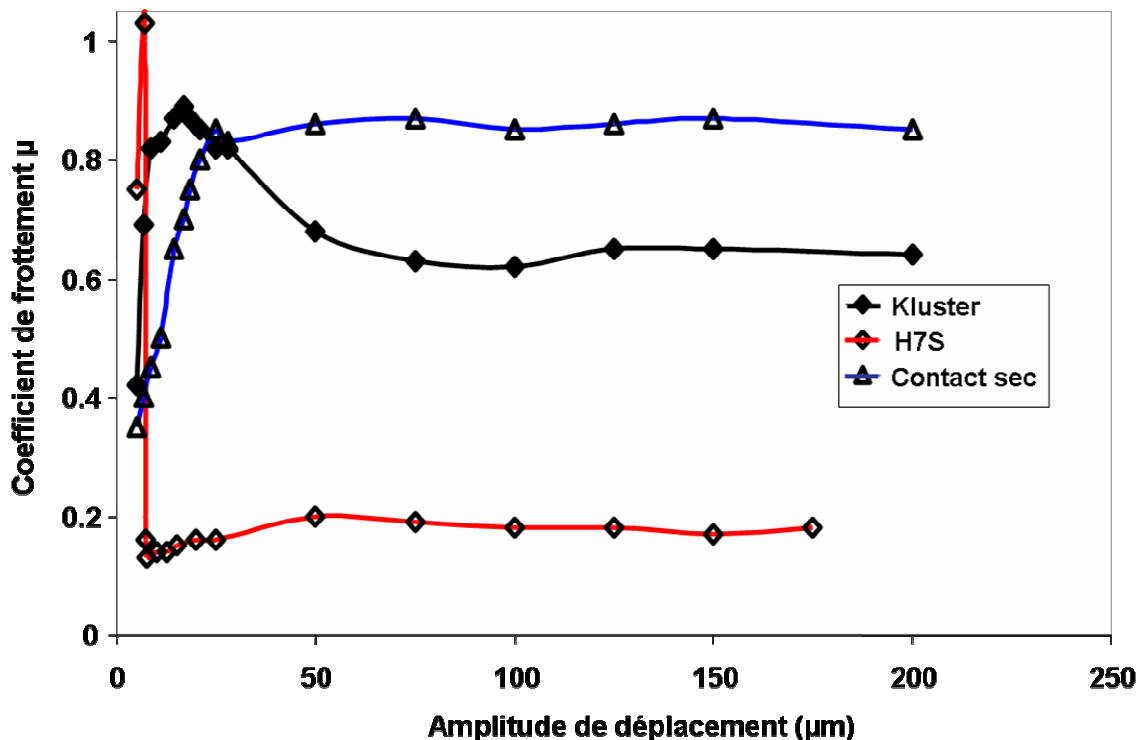


Figure 131 : Comparaison des lubrifiants sur le contact sphère/plan.

($R= 25.4$ mm, $p_0= 550$ MPa, $f=10$ Hz, $P=41$ N)

L'analyse montre que le contact sec présente une augmentation quasiment linéaire de son cisaillement jusqu'à la transition de glissement puis une stabilisation du coefficient de frottement à $\mu_{\text{stab}}= 0.85$.

Le lubrifiant H7S présente un comportement très particulier. Pour les faibles amplitudes il induit une très forte augmentation du coefficient de frottement avec une valeur à la transition de glissement supérieure à 1.05. Ceci confirme l'hypothèse suivant laquelle un lubrifiant, en bloquant l'accès à l'oxygène dans le contact peut induire des coefficients de frottement supérieurs à ceux observés dans un contact sec. Cependant dès la condition de glissement total

activée, le lubrifiant pénètre dans l'interface et on assiste à une très forte réduction du coefficient de frottement qui se stabilise en dessous de 0.2.

En fait, le lubrifiant H7S présente un très mauvais comportement dans le domaine de glissement partiel mais un très bon comportement en glissement total.

Le lubrifiant KLUBER présente un comportement intermédiaire dans le domaine du glissement partiel. La valeur maximale du coefficient de frottement à la transition est équivalent à celle du contact sec.

En revanche, en glissement total, la réduction du coefficient de frottement est plus progressive et surtout moins importante que celle observée pour le H7S. En effet, la valeur du coefficient de frottement se stabilise à 0.6 après $\pm 100 \mu\text{m}$ d'amplitude de glissement.

Ce lubrifiant Kluber présente donc un comportement très médiocre en glissement total. Pour quantifier la comparaison entre les lubrifiants H7S et KLUBER on identifie les paramètres δ_t , δ_c , μ_{max} et μ_{stab} .

	Kluber	H7S
$\delta_t (\mu\text{m})$	17	7
μ_{max}	0.89	1.03
$\delta_c (\mu\text{m})$	75	7.2
μ_{stab}	0.65	0.18

Tableau 34 : Comparaison des paramètres quantitatifs décrivant le comportement des lubrifiants KLUBER et H7S ($R= 25.4 \text{ mm}$, $p_0= 550 \text{ MPa}$, $f=10\text{Hz}$, $F_n=41\text{N}$)

Ces résultats montrent indéniablement que le lubrifiant H7S est le plus performant en glissement total ($\delta^* > \delta_t = 7 \mu\text{m}$).

En revanche pour les très faibles amplitudes la comparaison est plus discutable. Le lubrifiant KLUBER induira des chargements de cisaillements plus faibles et potentiellement moins dangereux vis-à-vis des phénomènes de fretting fissuration.

Cela montre qu'en général un lubrifiant sera optimal pour un domaine de débattement donné. Cela souligne aussi l'intérêt de développer des combinaisons de lubrifiants pour optimiser la réponse des contacts.

L'ajout d'un lubrifiant a pour effet de diminuer le coefficient de frottement quel que soit le lubrifiant utilisé. Il existe différents régimes de lubrification. Les différents comportements observés peuvent être reliés aux différents régimes de lubrification connus. Pour les grandes

vitesse de glissement on peut atteindre un régime de lubrification hydrodynamique, c'est-à-dire la présence d'un film lubrifiant relativement épais, qui sépare les deux surfaces en contact glissant, assurant ainsi un coefficient de frottement faible et stable. Cependant, les valeurs de coefficient de frottement observées ne sont pas en accord avec un tel régime ($0.007 < \mu < 0.03$) et les vitesses imposées restent largement en deçà des vitesses de lubrification hydrodynamique. On est donc plutôt dans le cas d'une lubrification limite. C'est-à-dire dans l'activation avec un film lubrifiant de quelques nanomètres.

Dans ce cas ce sont les additifs du lubrifiant qui vont jouer sur sa durée de vie et sur son efficacité. Ces additifs forment en général un film adhérent qui réduit l'interaction des aspérités lorsque le film lubrifiant initial est éliminé. Ces additifs sont appelés additifs anti-usures ou additifs d'extrême pression (Figure 132).

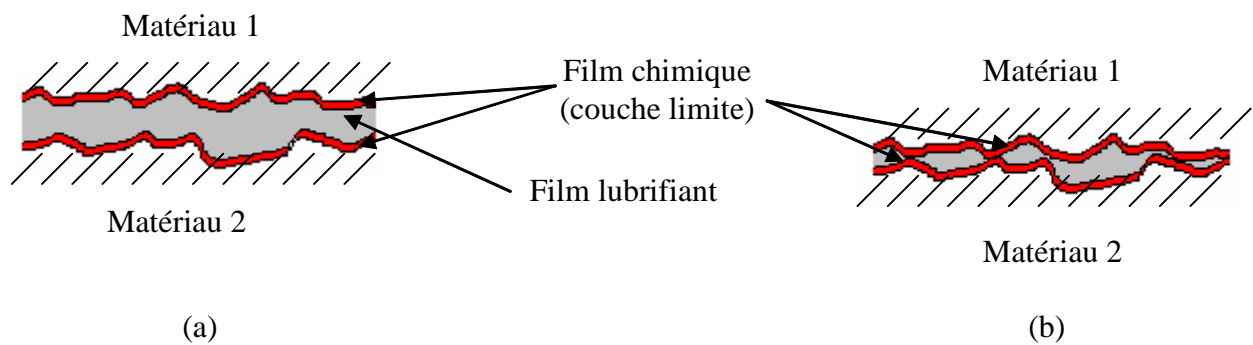


Figure 132 : Illustration d'une lubrification avec couche limite (a) avant élimination du film lubrifiant et (b) après élimination du film lubrifiant.

Les résultats observés lors de la comparaison entre les deux lubrifiants (Figure 131), permettent de mettre en évidence la qualité de ces films chimiques pour chaque lubrifiant. Cela veut dire que la couche limite induite par le H7S est beaucoup plus performante en termes de protection que celle de la graisse Kluber. Des informations complémentaires sur la nature exacte des additifs présents dans les lubrifiants permettraient de valider ces hypothèses.

Impact de l'aire de contact :

Dans le chapitre 3, on a vu que l'aire de contact a une grande influence sur le mécanisme d'usure dans un contact sec. Afin de valider cette hypothèse, on a effectué une série d'essais

sur le contact sphère/plan pour des aires de contact différentes. Pour cela, on a appliqué des sphères de rayons différents. Le tableau 32 fait la synthèse des essais effectués.

Pour chaque test la pression maximale p_0 reste identique, seule l'aire de contact a été modifiée. Les courbes caractéristiques de chaque aire de contact sont présentées dans la figure 133.

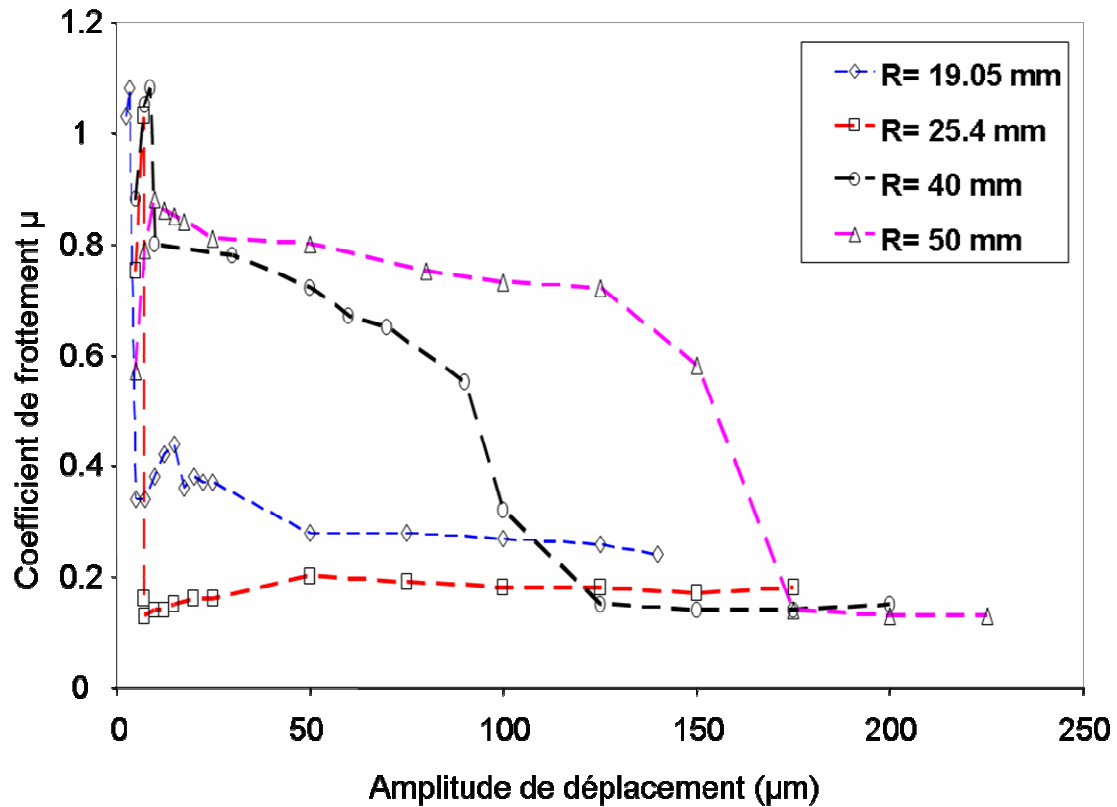


Figure 133 : Impact de l'aire de contact sur la lubrification.
(H7S, contact sphère/plan, $p_0=550\text{MPa}$)

On peut alors établir les paramètres de comparaison (Tableau 35).

a_H (μm)	146	188	304	372
δ_t (μm)	3.5	7	8.75	10
μ_{\max}	1.08	1.03	1.08	0.9
δ_c (μm)	5	7.2	125	175
μ_{stab}	0.25	0.18	0.15	0.14

Tableau 35 : Paramètres de comparaison.
(H7S, contact sphère/plan, $p_0=550\text{MPa}$)

De façon à quantifier l'impact du rayon de contact sur le comportement en fretting de l'interface lubrifiée, on trace les différentes valeurs δt et δc en fonction du rayon de contact hertzien a_H .

Dans le cas présent des contacts lubrifiés, on suppose que l'usure reste très faible ce qui nous permet de négliger l'impact de l'extension de l'aire de contact. La figure 134 compare l'évolution des différents paramètres δt et δc .

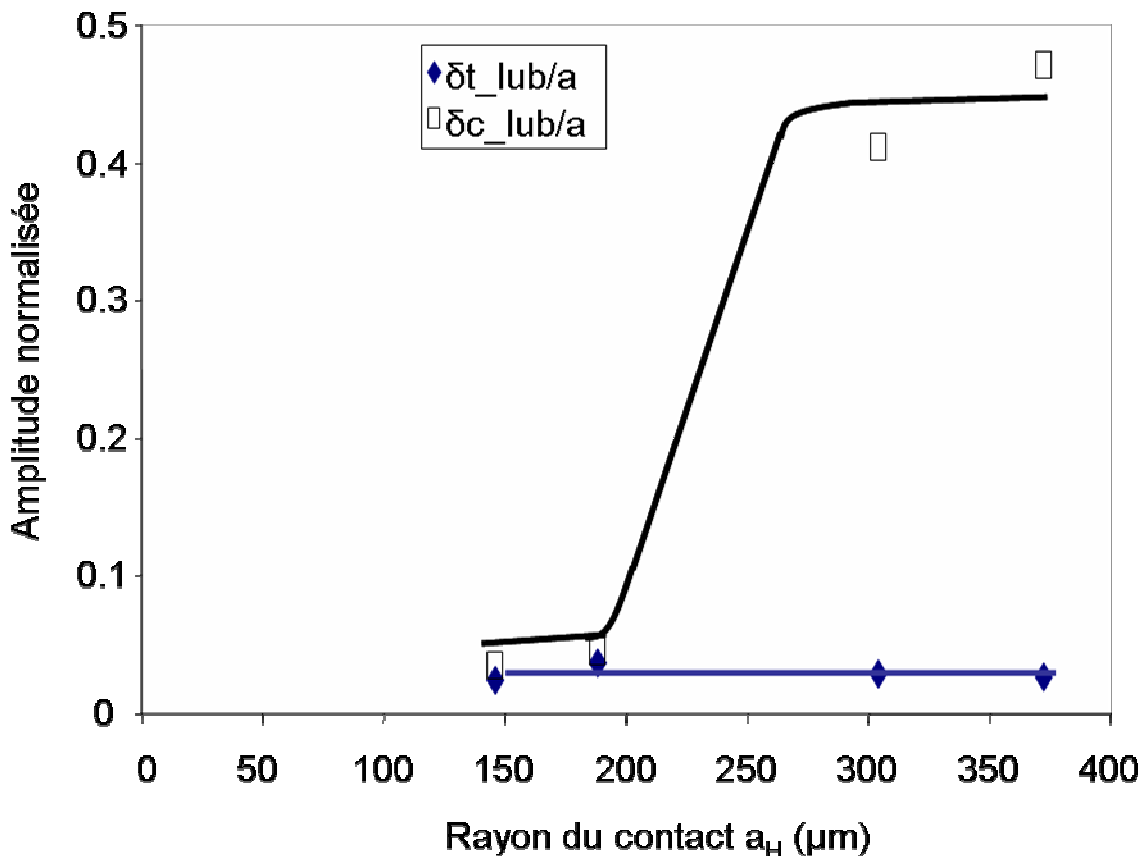


Figure 134: Influence de l'aire de contact sur les paramètres δt et δc .
(H7S, contact sphère/plan, $p_0=550\text{MPa}$)

On remarque que le paramètre δt est pratiquement indépendant de a_H . Cela suppose que pour une pression donnée $p_0 = \text{cte}$, $\delta t / a_H = \text{cte}$.

Ce résultat vient confirmer les conclusions de Vincent et Zhou qui supposent que δt est équivalent à l'amplitude de transition glissement partiel/ glissement total.

En effet, si on considère les hypothèses de Mindlin qui décrivent la transition de glissement partiel/ glissement total, nous déduisons :

$$\delta t = K_1 \cdot \mu \cdot P / a_H \quad (81)$$

Avec ici δt l'amplitude de transition glissement partiel/ glissement total et P la force normale appliquée, avec :

$$K_1 = \frac{3}{16} \frac{(2-\nu_1)}{G_1} + \frac{2-\nu_2}{G_2} \quad (82)$$

$$= \frac{3}{8} \frac{2-\nu}{G} \quad \text{Si } G_1=G_2 = G \text{ et } \nu_1 = \nu_2 = \nu \quad (83)$$

ν_1, ν_2 : Coefficients de Poisson du plan et de la sphère ici égaux à ceux du 100C6.

G_1, G_2 : Module élastique de cisaillement du plan et de la sphère respectivement $G_1 = G_2 = G_{100C6}$.

a_H : Le rayon de contact hertzien.

En combinant cette expression avec la relation de Hertz établissant la relation P et p_0 :

$$p_0 = 3P / 2\pi a^2 \quad (84)$$

$$\text{Nous déduisons que : } \delta t / a_H = (\pi/8) (\mu \cdot p_0 / G^*) \quad (85)$$

$$\text{Avec } 1/G^* = [(2-\nu_1)/G_1] + [(2-\nu_2)/G_2] = 2(2-\nu)/G \quad (86)$$

Ce résultat est important car il montre que pour des caractéristiques élastiques données et une pression p_0 fixée (situation étudiée), le ratio $\delta t / a_H$ sera constant quelle que soit la force normale ou le rayon de sphère étudiés.

Ceci vient confirmer l'hypothèse que le δt associé au μ_{\max} d'un contact lubrifié est bien équivalent au δt transition de glissement puisque la figure 134 confirme le fait que $\delta t / a_H$ est constant quel que soit a_H .

L'analyse du paramètre δc est plus complexe. En effet, on remarque une évolution non linéaire du ratio $\delta c / a_H$ avec a_H . On observe des valeurs très faibles du ratio $\delta c / a_H$ en dessous d'une taille de contact critique $a_{Hth} = 250 \mu m$; puis des valeurs très importantes au-delà de a_{Hth} avec une stabilisation de l'évolution.

Pour confirmer ce comportement il est cependant nécessaire d'avoir plus de données expérimentales et ainsi mieux identifier l'effet seuil qui semble mis en évidence.

Impact de la géométrie de contact :

Une première analyse de la réponse du contact 100C6/100C6 lubrifié H7S a été réalisée par D. Philippon dans le cadre de son master de recherche. La configuration de contact alors étudiée était la suivante :

Rayon du cylindre (mm)	Largeur de génératrice du cylindre (mm)	Force normale appliquée (N)	Pression maximale au centre du contact (MPa)	Aire de contact (mm ²)	Rayon de contact a (mm)
20	4	648	541	1.52	0.19
40	5	1620	541	3.81	0.38
60	6	2915	541	6.86	0.57

Tableau 36 : Synthèse des tests effectués.
(Lubrifiant H7S, contact cylindre/plan)

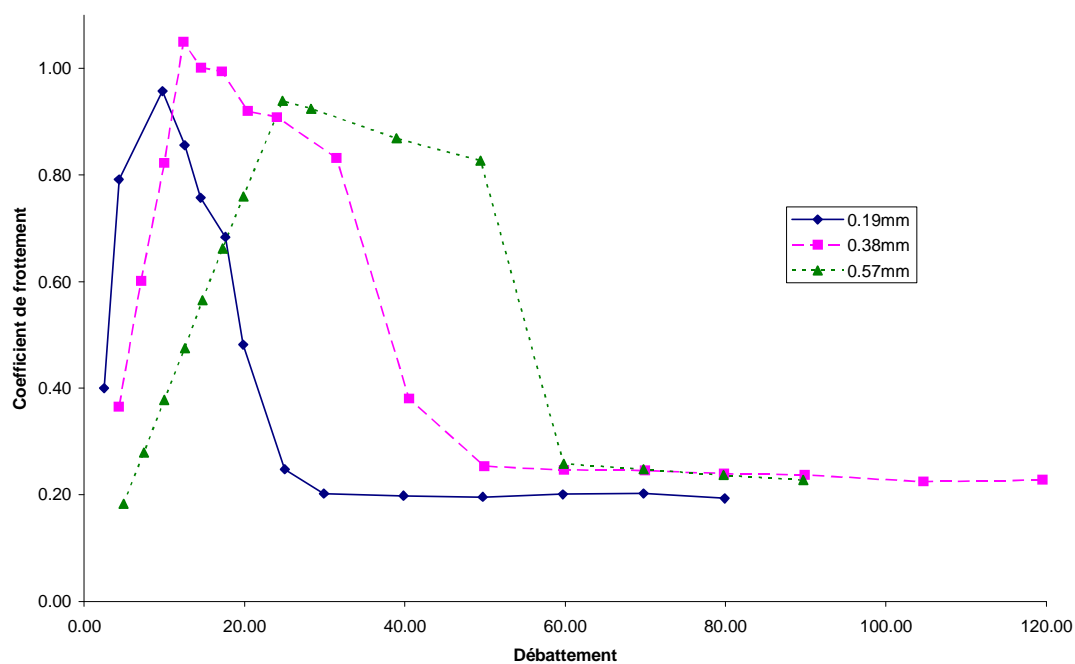


Figure 135 : Impact de l'aire de contact sur la lubrification.
(H7S, contact cylindre/plan, $p_0=541\text{MPa}$)

On peut alors établir les paramètres de comparaison (Tableau 37).

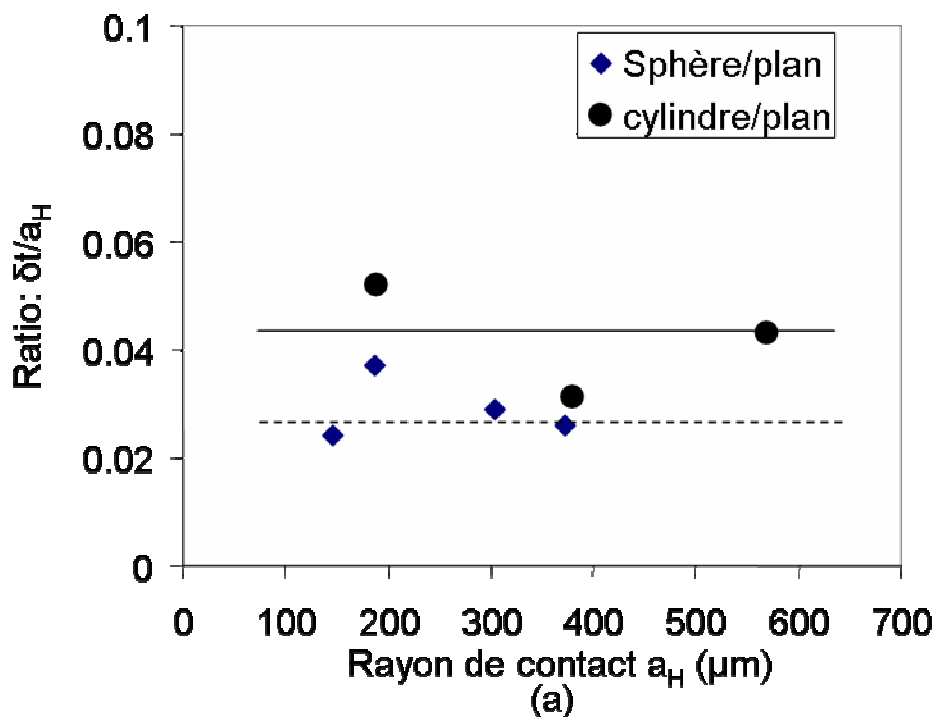
a (μm)	190	380	570
δ_t (μm)	10	12	25
μ_{max}	0.96	1.05	0.94
δ_c (μm)	30	50	60
μ_{stab}	0.20	0.25	0.25

Tableau 37 : Paramètres de comparaison.
(H7S, contact cylindre/plan, $p_0=541\text{MPa}$)

On remarque que les rayons de contact et la pression de contact $p_0 = 540$ MPa sont similaires à nos conditions opératoires étudiées sur la configuration sphère/plan. Ainsi il est possible d'étudier l'impact de la « géométrie de contact » en faisant abstraction de l'influence de la taille du contact et de la pression.

En comparant les deux configurations (tableau 35 et 37), on trouve un point commun pour tous les rayons de contact sphère/plan et de cylindre/plan, c'est la stabilisation du coefficient de frottement μ_{stab} autour de 0.2 et le coefficient de frottement maximal μ_{max} autour de 1.

La différence entre les deux configurations de contact sphère/plan et cylindre/plan, est que la valeur δ_t pour le contact cylindre/plan est plus grande que celle de la sphère et la valeur de δ_c cylindre est plus basse que celle de la sphère. On tire la conclusion importante que la phase transitoire entre μ_{max} et μ_{stab} est très courte dans le cas du contact cylindre/plan. Cette analyse comparative est reportée dans les figures 136a et 136b.



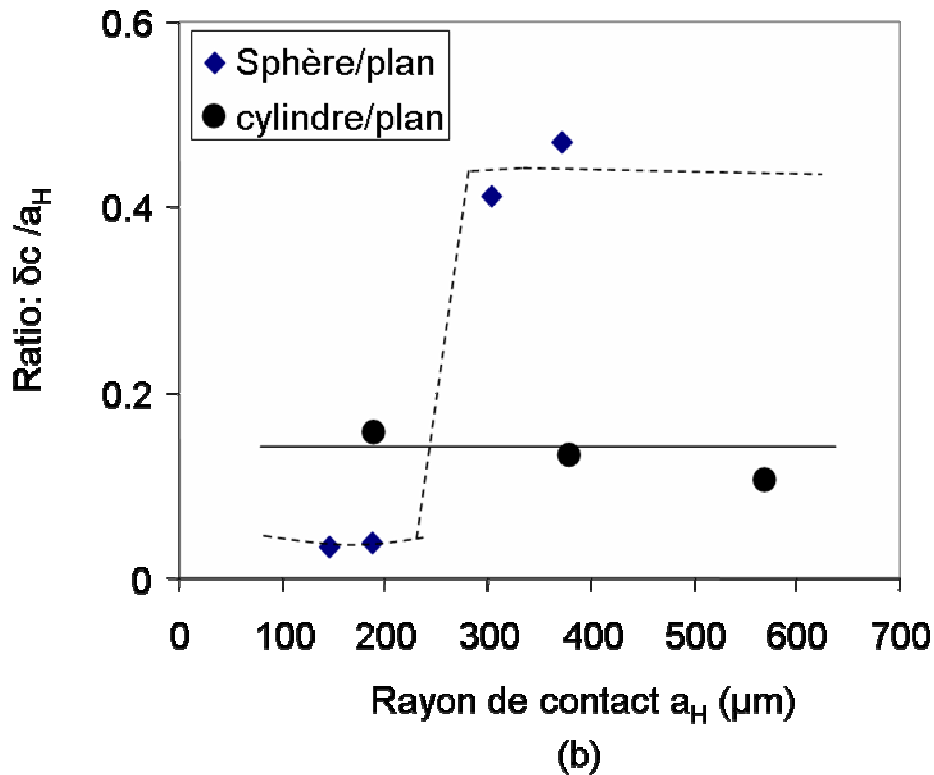


Figure 136 : Evolution des ratios $\delta t/a_H$ et $\delta c/a_H$ en fonction de la largeur de contact a_H pour la configuration sphère/plan et cylindre/plan ($p_0 = 550 \text{ MPa}$).

On confirme que le ratio $\delta t/a_H$ est constant quel que soit a_H pour le contact sphère/plan tout comme pour le contact cylindre/plan. Ce résultat est intéressant car, sans disposer du formalisme décrivant le contact cylindre/plan, cette analyse suppose que la relation $\delta t/a_H = \text{cte}$ pour p_0 fixée pourrait être étendue à la configuration cylindre/plan.

On remarque par ailleurs que le ratio $\delta t/a_H$ est sensiblement supérieur à celui de la configuration sphère/plan.

L'analyse du ratio $\delta c/a_H$ révèle un comportement très différent entre les géométries sphère/plan et cylindre/plan. En effet, contrairement à la configuration sphère/plan qui montre une évolution discontinue, la réponse de la configuration cylindre/plan montre une évolution plus continue $\delta c/a_H = 0.15$ dans le domaine des rayons de contact étudié, avec une tendance légèrement décroissante. Ce résultat est important car, contrairement au ratio $\delta t/a_H$, la réponse du ratio $\delta c/a_H$ semble très dépendante de la géométrie de contact.

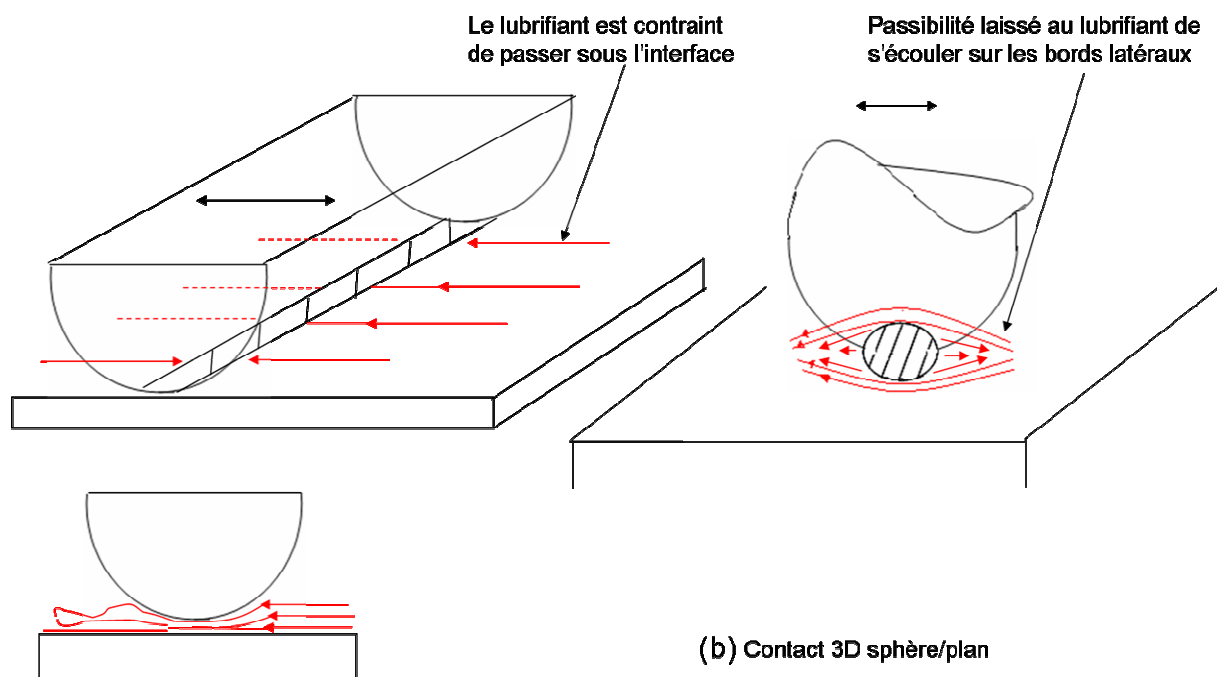
On remarque que l'activation du tribofilm caractérisée par les paramètres δc et μ_{stab} est beaucoup plus stable pour la configuration cylindre/plan que pour le contact sphère/plan.

Pour les grands contacts, l'activation du tribofilm est clairement favorisée par la configuration cylindre/plan avec des valeurs du ratio $\delta c/a_H$ très inférieures à celles déterminées pour le contact sphère/plan.

Différentes hypothèses peuvent être considérées pour expliquer ce comportement.

La configuration sphère/plan est 3D alors que le contact cylindre/plan est 2D. On peut supposer que la configuration 2D homogène suivant toute la génératrice en créant un congé d'entrée plus étendu permet une mise en surpression du lubrifiant et favorise la pénétration de ce dernier sous l'interface.

La configuration 3D laisse la possibilité au lubrifiant de s'écouler sur les bords latéraux du contact. Il est donc moins contraint de passer sous l'interface et donc d'activer le tribofilm lubrifiant.



(a) Contact 2D cylindre/plan

(b) Contact 3D sphère/plan

Figure 137 : Illustration des mécanismes de lubrification des graisses soumises à des chargements de fretting : comparaison entre le contact 2D cylindre/plan et le contact 3D sphère/plan. Hypothèse : la configuration 3D sphère/plan, en laissant des chemins de fuite sur les bords latéraux, limite la pénétration du lubrifiant sous l'interface qui implique des valeurs $\delta c/a_H$ plus importantes pour les grands contacts.

4. Synthèse des résultats et conclusion:

Cette étude a permis de mettre en avant plusieurs points intéressants concernant le comportement du contact acier/acier lubrifié soumis à des sollicitations de fretting wear.

On confirme qu'un contact lubrifié soumis à des sollicitations de fretting est très dépendant de l'amplitude de débattement et surtout de la condition de glissement. Ainsi, tant que le contact est en glissement partiel la réponse est équivalente à celle d'un contact sec. Un maximum de cisaillement est identifié à la transition de glissement partiel/glissement total.

On caractérise la réponse du contact dans le domaine des faibles amplitudes par les paramètres δt et μ_{\max} ou μ_t respectivement l'amplitude de transition de glissement et le coefficient de frottement à la transition.

Contrairement au contact sec, dès que la condition de glissement total est activée on assiste à une diminution plus ou moins rapide du coefficient de frottement jusqu'à une valeur stabilisée μ_{stab} à partir d'une amplitude seuil δc .

L'apport principal de nos travaux a été de formaliser la réponse du contact lubrifié en introduisant les paramètres δt , μ_{\max} décrivant la réponse du contact pour les faibles amplitudes et les variables δc et μ_{stab} pour le domaine stabilisé.

Par ailleurs nous avons introduit et validé une méthode rapide de caractérisation du contact lubrifié appelée méthode des débattements variables.

Au travers de l'analyse de différents rayons de contact pour des conditions d'isopression ($p_0 = \text{cte}$) nous avons montré que le ratio $\delta t/a_H$ reste constant quelle que soit la taille de contact, ceci pour la configuration sphère/plan et cylindre/plan. Nous avons ainsi démontré l'hypothèse suivant laquelle la transition du comportement du contact lubrifié (tel que $\mu = \mu_{\max}$) est bien égale à l'amplitude marquant la transition entre glissement partiel et glissement total.

En revanche la réponse du régime lubrifié stabilisé, caractérisée par les paramètres δ_c et μ_{stab} ne présente pas une dépendance formalisée vis-à-vis de la taille du contact. On montre que le paramètre δ_c/a_H présente une évolution discontinue avec la taille du contact pour le contact sphère/plan mais continue pour la configuration cylindre/plan.

Différentes hypothèses, telles que la capacité du lubrifiant à être évacué sur les bords latéraux pour la configuration 3D sphère/plan ont été évoquées.

Nous retiendrons par ailleurs que la méthodologie proposée permet de comparer la réponse de différents lubrifiants de façon rapide et finalement complète vis-à-vis des spectres de glissements possibles induits par des sollicitations de fretting.

Des recherches plus avancées devront être mises en œuvre pour expliquer le processus d'activation du tribofilm et l'influence de différents paramètres tels que la rugosité voir la température.

Conclusion générale :

L'objectif de cette étude fut d'analyser le comportement en fretting du contact acier 100C6/100C6. L'expertise de systèmes industriels fait apparaître des conditions de glissement total induisant des grandes amplitudes de glissement favorisant ainsi la dégradation de l'assemblage par usure. Il existe un réel besoin industriel de disposer de méthodes prédictives des mécanismes d'usure permettant de limiter les inspections de maintenance tout en garantissant un niveau de sécurité optimum.

Dans un premier temps, l'analyse couplée de l'évolution du coefficient de frottement et de la structure de l'interface nous permet de diviser l'évolution du coefficient de frottement en six phases qu'on nomme A, B, C, D, E et F et qui décrivent le scénario de l'évolution de l'interface ainsi que le rôle des débris et des oxydes dans le contact.

L'élimination de la couche d'oxydes natifs (A et B) engendre des interactions métal/métal qui favorisent un maximum de cisaillement dans l'interface (C). La formation des débris qui s'oxydent tend à diminuer le coefficient de frottement (D et E). Sous l'action mécanique du chargement de fretting le lit de débris tend alors à se compacter et devient plus adhérent et se généralise sur l'ensemble de l'interface. Ce troisième corps compacté, moins complaisant que le lit des débris pulvérulent, peut engendrer une élévation du coefficient de frottement (F).

Par la suite nous avons cherché à quantifier la cinétique d'usure. L'endommagement successif du contact a été formalisé au travers des approches d'Archard et l'énergie dissipée.

L'évolution du coefficient de frottement pour différentes tailles de contact montre que plus le contact est grand plus le coefficient de frottement de la phase stabilisée (F) est faible. On peut supposer qu'un contact plus grand facilite le piégeage des débris oxydés dans le contact. L'interface sera plus accommodante et induira un coefficient de frottement plus faible. Par ailleurs, une plus grande quantité d'énergie sera dissipée dans le troisième corps et non pas au niveau des premiers corps pour la création de nouveaux débris de sorte que la cinétique d'usure sera aussi plus faible pour les grands contacts.

Nous avons mis en place une démarche expérimentale originale qui, en ajustant la force normale et le rayon des contre corps (sphère ou cylindre) permet d'étudier séparément l'impact de la pression à iso taille de contact, l'impact relatif du glissement $\delta g/a_H = \text{cte}$ à iso

pression maximale et l'influence de la taille du contact (demi largeur du contact a) à iso pression et iso condition de glissement.

Notre analyse du contact 100C6/100C6 montre que pour un contact donné, les lois d'Archard et énergétique décrivent bien la cinétique d'usure (le volume d'usure V montre bien une évolution linéaire par rapport aux paramètres $\sum W$ et $\sum Ed$).

On montre que tant que le contact reste dans un domaine d'accommodation élastique, l'effet de la pression est négligeable vis-à-vis de la cinétique d'usure. En revanche, on démontre que l'influence de la force normale n'influe pas via la pression mais via l'extension du rayon de contact. En effet, un résultat important de nos travaux de recherche a été de montrer que le coefficient de frottement et la cinétique d'usure décroissent de façon asymptotique par rapport à la taille du contact.

Une analyse exhaustive de différentes conditions de glissement montre que le coefficient de frottement (μ_e) et les cinétiques d'usure (K et α) obéissent à une loi puissance de la taille du contact « a » telle que :

$$X = X_{REF} \cdot \left(\frac{a}{a_{ref}} \right)^{n_x}$$

Avec X respectivement μ_e , K et α ; X_{REF} la valeur référence associée établie pour un contact référence a_{ref} soit μ_{e_REF} , K_{REF} et α_{REF} , et n_x l'exposant de la loi puissance, décrivant la dépendance vis-à-vis de la taille du contact par rapport aux variables μ_e , K et α soit respectivement n_{μ_e} , n_K et n_α .

Nous avons identifié les différents paramètres de ces lois en considérant le contact hertzien mais aussi le rayon de contact moyen qui intègre l'extension de l'aire de contact induite par l'usure de l'interface.

On montre que globalement pour le contact sphère/plan les exposants sont relativement constants, $n_{KH}=n_{KM}=n_{\alpha H}=n_{\alpha M} = -3/2$, tandis que pour la configuration cylindre/plan nous obtenons $n_{KH}=n_{KM}=n_{\alpha H}=n_{\alpha M} = -1$. La différence des valeurs des exposants entre le contact sphère/plan (3D) et le contact cylindre/plan (2D) montre que la variable « a » seule n'est pas représentative de l'impact de la taille du contact vis-à-vis du comportement tribologique.

Cette analyse a été étendue en injectant dans la formulation la variable « aire de contact » soit $A \propto a^2$ et $A \propto a$ pour respectivement le contact sphère/plan et cylindre/plan.

Là encore, une différence conséquente des exposants pour les contacts 2D et 3D suggèrent que la variable aire de contact « A » seule n'est pas représentative de l'effet « taille de contact ».

Pour coupler l'effet « aire de contact » (A) et celui du trajet de parcours du troisième corps (a), on introduit arbitrairement la variable ($\Phi \propto A.a$) soit respectivement $\Phi \propto a^3$ pour le contact sphère/plan et $\Phi \propto a^2$ pour le contact cylindre/plan.

On montre alors que le coefficient de frottement et surtout les cinétiques d'usure obéissent à une fonction de la forme :

$$X = X_{REF} \cdot \left(\frac{\Phi}{\Phi_{ref}} \right)^{n_X}$$

Avec $n_{\mu_c} = -0.1$, $n_K = -0.5$ et $n_a = -0.4$.

On remarque que les coefficients n de cette fonction sont identiques pour les configurations 3D (sphère/plan) et 2D (cylindre/plan).

Ainsi on démontre que la variable Φ qui couple l'effet de l'aire de contact et du trajet de parcours du troisième corps permet d'unifier au travers d'une seule variable l'impact de la taille du contact sur le comportement tribologique (évolution du coefficient de frottement et de la cinétique d'usure).

Enfin nous étudions le comportement du contact acier/acier lubrifié soumis à des sollicitations de fretting wear.

On confirme qu'un contact lubrifié soumis à des sollicitations de fretting est très dépendant de l'amplitude de débattement et surtout de la condition de glissement. Ainsi tant que le contact est en glissement partiel la réponse est équivalente à celle d'un contact sec. Un maximum de cisaillement est identifié à la transition de glissement partiel/glissement total et dès que la condition de glissement total est activée on assiste à une diminution plus ou moins rapide du coefficient de frottement jusqu'à une valeur stabilisée.

L'apport principal de nos travaux a été de formaliser la réponse du contact lubrifié en introduisant les paramètres δt , μ_{\max} décrivant la réponse du contact pour les faibles amplitudes et les variables δc et μ_{stab} pour le domaine stabilisé.

Nous avons montré que le ratio $\delta t/a_H$ reste constant quelle que soit la taille de contact ceci pour la configuration sphère/plan et cylindre/plan. Nous avons ainsi démontré l'hypothèse suivant laquelle la transition du comportement du contact lubrifié (tel que $\mu=\mu_{\max}$) est bien égale à l'amplitude marquant la transition entre glissement partiel et glissement total, en revanche on montre que le paramètre $\delta c/a_H$ présente une évolution discontinue avec la taille du contact pour le contact sphère/plan mais continue pour la configuration cylindre/plan. Différentes hypothèses, telles que la capacité du lubrifiant à être évacuée sur les bords latéraux pour la configuration 3D sphère/plan ont été évoquées.

Perspectives :

Nos travaux contribuent à une meilleure connaissance de l'influence de la taille de contact sur les processus tribologiques associées aux chargements de fretting usure.

Pour compléter cette recherche, il apparaît pertinent d'étendre à d'autres configurations telles que poinçon/plan.

Par ailleurs cette recherche expérimentale demande à être couplée à des modélisations de l'interface et du troisième corps.

On peut citer les approches de dynamique moléculaire ainsi que les modèles de milieux granulaires.

Enfin, d'autres aspects tels que l'environnement (température, humidité relative) devront être considérés dans de futurs développements.

Références bibliographiques:

Archard J. F., *Contact and rubbing of flat surfaces*, Journal of Applied Physics 24 (1953), p. 981-988.

Adamou A. S., *Comportement tribologique et réactivité de l'alliage 718 en atmosphère contrôlée et à haute température*, Thèse Institut National Polytechnique de Toulouse, N°2218 (2005)

Aubert A, Nabot J. PH, Ernoult J and Renaux Ph: "Preparation and properties of MoSx films grown by D.C. magnetron sputtering" Surface and Coatings Technology 41(1) 1990 127-134.

Barrau O., *Etude du frottement et de l'usure d'acier à outils de travail à chaud*, Thèse Institut National Polytechnique de Toulouse, (2004)

Berthier Y., Vincent L., and Godet M., *Velocity accommodation in fretting*, Wear, 125 (1988), 25-38.

Berthier Y, Vincent L and Godet M: "Fretting fatigue and fretting wear" Tribology International, 22(4) (1989) p.235-242.

Berthier Y: "Experimental evidence for friction and wear modelling" Wear, 139(1) (1990) p.77-92.

Berthier Y, Jacquemard P and Meurisse M.H: "The third body concept: interpretation of tribological phenomena" Proceedings of the 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Tribology Series 31, Elsevier, Amsterdam, (1996) p.91-102.

Blanchard P., *Usure induite en petit débattement : transformation tribologique superficielle d'alliage de titane*, Thèse ECL N° d'ordre 97-25, (1997).

Blanchard P., Colombie C., Pellerin V., Fayeulle S. & Vincent L. (1991). *Material effects in fretting wear: application to iron, titanium, and aluminium alloys*. Metallurgical transactions A, 22A, 1535-1543.

Bleuzen C. (1988). *Evaluation de la susceptibilité au fretting d'alliages aéronautiques, le fretting corrosion*. Senlis, 39-57.

Colombie C. (1986). *Usure induite par petit débattement*. Thèse ECL, N°86-11.

Celis J.P., Vancoille E., Mohrbacher H., Stals L., *Surface modification technologies XI*, Publ. IOM Comm. London, (1998) p. 860.

Denape J., Laraqi N., *Aspect thermique du frottement : mise en évidence expérimentale et éléments de modélisation* (2000), Méc. Ind., Vol. 1, pp. 563-579.

Descartes S.: “*Solid lubrication by MoSx coatings: effects of the rheology and flows of third body on friction*” Ph.D. thesis, INSA de Lyon, Lyon, France (1997) 172 p.

Elleuch K., Fouvry S. (2002). *Wear analysis of A357 aluminium alloy under fretting.* Wear , 253, p. 662-672.

Elleuch K., *Comportement en fretting d’alliages d’Alluminium- Effet de l’anodisation,* Thèse Ecole Centrale de Lyon, N°2002-06 (2002)

Elleuch K., Fouvry S. (2005), *Experimental and modelling aspects of abrasive wear of a A357 aluminium alloy under gross slip fretting conditions,* Wear, Volume 258, Issues 1-4, 2005, Pages 40-49

Fillot N., *Etude mécanique de l’usure- Modélisation par elements discrets des debits de troisième corps solide,* Thèse de l’INSA de Lyon, N°04-62 (2004)

Forsyth, P. J. E. (1961). *A two stage fatigue fracture mechanisms.* proceedings Cranfield symposium on fatigue, Cracking propagation 1, p. 76.

Fouvry S. (2001). *Shakedown analysis and fretting wear response under gross slip condition.* Wear, 251, (1-12), 1320-1331.

Fouvry S. (1997). *Etude quantitative des dégradations en fretting.* Thèse ECL.

Fouvry S., Kapsa P., & Vincent L. (1996). *Quantification of fretting damage.* Wear, 200(1-2), 186-205.

Fouvry S., Kapsa P., & Vincent L. (1995). *Analysis of sliding behaviour for fretting loadings - determination of transition criteria.* Wear, 185(1-2), 35-46.

Fouvry S., Kapsa P. Zahouani H. & Vincent L. (1997). *Wear analysis in fretting of hard coatings through a dissipated energy concept,* Wear, 303-204, p.393-403.

Frêne J., Nicolas D., Degueurce B., Berthe D., Godet M., (1990) "*Lubrification Hydrodynamique : Paliers et butées*" Collection de la Direction des Etudes et Recherches d’Electricité de France, n° 72, Edition Eyrolle.

Frêne J., Cicone T., (2001) "Friction in Lubricated contact" Handbook of Material Behavior Models, Academic Press, chapter 8-4 pp..

Fuller D.D., (1956) «*Theory and Practice of Lubrication for Engineers*” Wiley and Son, New York.

Godet M: “*The third body approach, a mechanical view of wear*” Wear, 100 (1984) p.437-452.

Gordelier S.C., Chivers: “*A literature review of palliatives for fretting fatigue*” Wear, 56 (1979) p.177-190.

- Greenwood J. A., Williamson J. B. P.** , *Contact of nominally flat surfaces (1966)*, Proc. Roy. Soc. London, A295, pp. 300-319.
- Halliday J.S., Hirst W.**, *The fretting corrosion of mild steel*, Proc. Roy., A236 (1956), p. 411-425.
- Hamilton G.M., Goodman L.E.**, *The stress field created by a circular sliding contact*, Appl. Mech. 33, (1966) p. 371-376.
- Hamilton G.M.**, *Explicit equations for the stresses beneath a sliding spherical contact*, Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 197c, (1983), p. 53-59
- Harris T.A.**, *Rolling Bearing Analysis*, John Wiley and sons, Inc, 1991, p. 991.
- Hertz H.R. (1882)**. *Über die berührung fester elastischer körper. J. reine und angewandte Mathematik.*, 92, p.156-171.
- Hills D. A., Nowell D. & A. S. (1993)**. *Mechanics of elastic contacts*. Butterworth-Heinemann Ltd, OXFORD.
- Hills, D. A., & Nowell, D. (1994)**. *Mechanics of fretting fatigue*. Solid mechanics and its applications, 30, p.236
- Huq M.Z., Celis J.P.**, *Expressing wear rate in sliding contacts based on dissipated energy (2002)*, Wear, Vol. 252, pp. 375-383.
- Jullien A, Meurisse M. H and Berthier Y**: “*Determination of tribological history and wear through visualisation in lubricated contacts using a carbon-based composite*” Wear, 194(1-2) 1996 116-125.
- Johnson K. L. (1985)**. *Contact mechanics*. Cambridge University press, Cambridge.
- Johnson K. L. (1995)**. *Contact mechanics and wear of metals*. Wear, 190, 162-170.
- Kapoor A. (1997)**. *Wear by plastic ratchetting*. Wear, 212, 119-130.
- Lamacq, V. (1997)**. *Amorçage et propagation de fissures de fatigue sous condition de fretting*. Thèse INSA LYON.
- Ludema K**: “*The third body concept: interpretation of tribological phenomena*” Proceedings of the 22nd Leeds–Lyon Symposium on Tribology, Tribology Series 31, Elsevier, Amsterdam, 1996 3–19.
- Lim S.C, Ashby M.F**: “*Wear mechanisms maps*” Acta Metal, 35 1987 p.1–24.
- Liskiewicz T., Fouvry S., Wendler B.**, *Development of a wöhler-like approach to quantify the Ti (CxNy) coatings durability under oscillating sliding conditions*, Wear 259 Issues 7-12, (2005), p. 234-238.

Liskiewicz T., (2004). Endurance des dépôts durs sous sollicitations variables de fretting wear. Thèse ECL N° 2004-27.

Maouche N., Maitournam M. H., Dang Van K., *On a new method of evaluation of the inelastic state due to moving contacts (1997)*, Wear, Vol. 203-204, pp. 139-147.

Meng, H. C., & Ludema, K. C. (1995). *Wear models and predictive equations : their form and content.* Wear, 181-183, 443-457.

M'Evan E. (1949). *Stresses in elastic cylinders in contact along a generatrix.* Phil. Mag., 40, 454-459.

Mindlin, R. (1949). *Compliance of elastic bodies in contact.* Journal of applied mechanics, 16, 259-268.

Mohrbacher H., Blanpain B., Celis J. P., Roos J. R., Stals L. & Van Stappen M. (1995). *Oxidational wear of TiN coating on tool steel and nitrided tool steel unlubricated fretting.* Wear, 188, 130-137.

Nakasawa K., Sumita M., & Maruyaman N. (1992). *Effect of the contact pressure on fretting fatigue high strength steel and titanium alloy.* Standardization of fretting fatigue test methods and equipment, ASTM STP 1159, M. Helmi Attia and R. B. Waterhouse Eds., ASTM, Philadelphia.

Ohmae N., Tzukizoe T., *The effect of slip amplitude on fretting,* Wear 27 (1974), p. 281-293.

Paulin C., Fouvry S., Deyber S., (2005) *Wear kinetics of Ti-6Al-4V under constant and variable fretting sliding conditions,* Wear, Volume 259, Issues 1-6, Pages 292-299

Paulin C. (2006), *Etude de l'endommagement du contact multicouche aube/disque sous chargement de fretting: Impact des sollicitations variables et de la dimension du contact,* Thèse ECL N° 2006-01.

Pellerin, V. (1990). *Etude du comportement en usure induite sous petits débattements d'alliages d'aluminium et de titane.* Thèse ECL.

Pinkus O., Sternlicht B., 1961 *"Theory of Hydrodynamic Lubrication"* Mc Graw Hill, New York.

Plumet S, Dubourg M-C: "A 3D model for multilayered body loaded normally and tangentially against a rigid body. Application to specific coating" Journal of tribology 120(4) 1998 p.668-676.

Proudhon H., Fouvry S., Buffière J.-Y., *A fretting crack initiation prediction taking into account the surface roughness and the crack nucleation process volume.* International Journal of Fatigue, Volume 27, Issue 5, 2005, Pages 569-579

Robbe-Valoire F., Baffoni B., Progrid R., *Load transmission by elastic, elasto-plastic or fully plastic deformation of rough interface asperities (2001),* Mechanics of Materials, Vol. 33, pp. 617-633.

Sackfield A. & Hills D. A. (1983). *Some useful results in the tangentially loaded Hertzian contact problem.* J. Strain Anal., 18(3), 163-174.

Sauger, E., *Contribution à l'étude de la transformation tribologique superficielle en fretting.* Thèse ECL, N° d'ordre 97-25, (1997).

Sauger E., Ponsonnet L., Martin J. M., Vincent L., *Study of the tribologically transformed structure created during fretting tests.* Tribology International, Volume 33, Issue 11, 2000, Pages 743-750

Singer I.L, Dubois J-M, Soro J.M , Rouxel D, Von Stebut J: “*Material transfer and surface damage in frictional contact of Al-Cu-Fe quasicrystals*” Quasicrystals, proceeding of the international conference, 6th, tokyo, 1998 p.769-772.

Souchon F, Renau P and Berthier Y : “*Helical scan head and tape contact behaviour: optimization of tribological and magnetic aspects*” Tribology International, 31(8) 1998 p.479-484.

Suresh S., Giannakopoulos A. E., (1998). *A new method for estimating residual stresses by instrumented sharp indentation.* Acta metallurgica materialia, Volume 46, Issue 16, Pages 5755-5767.

Vaessen G.H.G., Commissaris C.P.L., De Ge A.W.J., Proc. Inst Mech. Ing. 183, London, (1968-1969), p. 125.

Vincent L., Berthier Y., Godet M., *Testing methods in fretting fatigue: a critical appraisal in standardization of fretting fatigue test methods and equipment,* ASTM STP 1159 (1992)

Zhou, Z. R., Fayeulle, S., & Vincent, L. (1992). *Cracking behaviour of various aluminium alloys during fretting wear.* Wear, 155, 317-330.

Zhou, & Vincent, L. (1999). *Lubrication in fretting—a review,* Wear 225–229, p.962–967

Nomenclature :

Propriétés des matériaux et des surfaces

E, G, ν	Module de Young (MPa), module élastique en cisaillement (MPa), Coefficient de Poisson
H_v	Dureté Vickers
σ_Y	Limites de plasticité en traction (MPa)
τ_Y	Limites de plasticité en traction et en cisaillement (MPa)
$\sigma_{d, Fr}$	Limite d'endurance en flexion rotative (MPa)
R_a	Rugosité moyenne (μm)

Mécanique du contact et sollicitations de fretting

P	Effort normal (N)
p_0	Pression de contact maximale hertzienne
Q^*	Amplitude de l'effort tangentiel (N)
E_t	Energie totale du cycle de fretting (J)
$E_d, \sum E_d$	Energie dissipée du cycle de fretting (J), énergie dissipée cumulée (J)
δ^*, δ_g	Amplitude de débattement imposée (μm), amplitude de glissement (μm)
$\mu, \bar{\mu}$	Coefficient de frottement, Coefficient de frottement moyen
$\mu_e, \bar{\mu}_e$	Coefficient énergétique de frottement, Coefficient énergétique moyenne de frottement
a	Demi largeur de contact
e	Rapport de glissement ($e = \delta_g/a$)
f	Fréquence (Hz)
N	Nombre de cycles
N_t	Nombre total de cycles
A, B, C	Critères liés à la condition de glissement
GP, GT	Glissement partiel, glissement total
$MRFM$	Material response fretting map
TTS	Transformation tribologique superficielle
L	Longueur de la génératrice du cylindre (mm)
R	Rayon de la sphère et du cylindre (mm)

A, B, C, D, E, F Critères reliés à l'évolution du coefficient de frottement

Cinétique d'usure à sec

A	Aire de contact (mm ²)
A _{sp}	Aire de contact du contact sphère/plan (mm ²)
A _{cp}	Aire de contact du contact cylindre/plan (mm ²)
L	Génératrice du cylindre (mm)
a _H	Rayon de contact Hertzien (μm)
a _M	Rayon de contact moyen (μm)
a _{Msp}	Rayon de contact moyen du contact sphère/plan (μm)
a _{Msp}	Rayon de contact moyen du contact cylindre/plan (μm)
V ⁻ , V ⁺	Volume situé en dessous du plan de base (μm ³), volume situé en dessus du plan de base (μm ³)
V, V _{tplan} , V _{tcc}	Volume total d'usure (μm ³), volume total d'usure du plan (μm ³), volume total d'usure du contre corps
Φ	Aire de contact « A » par la longueur cinématique « a ».
Φ _{ref}	Indique le rayon référence a _{ref} de l'aire de contact.
p ₀ /k	Pression Hertzienne normalisée par seuil plastique en cisaillement (k= σ _{y0.2} /√3)
δg/a _H	ratio de l'amplitude de glissement par le rayon de contact Hertzien
W, ΣW	Facteur de chargement d'Archard (Nm), Facteur de chargement d'Archard cumulé (Nm)
K, K _i , α	Coefficient d'usure d'Archard (μm ³ /Nm), coefficient d'usure d'Archard initial (μm ³ /Nm), Coefficient d'usure énergétique (μm ³ /J)
a _{ref}	Référence du dimension de contact (100 μm)
a _H /a _{ref} , a _M /a _{ref}	Rayon de contact Hertzien normalisé, Rayon de contact moyen normalisé
$\bar{\mu}_{eH_ref}$	Coefficient énergétique moyen de frottement pour la référence de la dimension de contact hertzien.
$\bar{\mu}_{eM_ref}$	Coefficient énergétique moyen de frottement pour la référence de la dimension de contact moyen.
n _{μeH} ,	Puissance de l'équation du coefficient énergétique de frottement pour un contact Hertzien
n _{μeM} ,	Puissance de l'équation du coefficient énergétique de frottement pour un

	contact moyen
K_{H_ref}	Coefficient d'usure d'Archard pour la référence de la dimension de contact hertzien ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$).
K_{M_ref}	Coefficient d'usure d'Archard pour la référence de la dimension de contact moyen ($\mu\text{m}^3/\text{Nm}$)
n_{kH}	Puissance de l'équation du coefficient d'usure d'Archard pour un contact Hertzien
n_{kM}	Puissance de l'équation du coefficient d'usure d'Archard pour un contact moyen
α_{H_ref}	Coefficient d'usure énergétique pour la référence de la dimension de contact hertzien ($\mu\text{m}^3/\text{J}$).
α_{M_ref}	Coefficient d'usure énergétique pour la référence de la dimension de contact moyen ($\mu\text{m}^3/\text{J}$).
α_{kH}	Puissance de l'équation du coefficient énergétique pour un contact Hertzien
α_{MH}	Puissance de l'équation du coefficient énergétique pour un contact moyen

Cinétique d'usure en présence de lubrifiant

ΔN_c	Incrément du nombre de cycles
$\Delta \delta^*$	Incrément de l'amplitude de débattement
μ_{max}	Coefficient de frottement maximum
μ_{stab}	Coefficient de frottement stabilisé
δ_t	Amplitude de débattement pour laquelle le coefficient de frottement est le maximum (μ_{max}).
δ_c	Amplitude de débattement pour laquelle le coefficient de frottement est stabilisé (μ_{stab}).

AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'arrêté du 7 août 2006,

Vu la demande du Directeur de Thèse

Monsieur S. FOUVRY

et les rapports de

Monsieur J. DENAPE
Professeur - Laboratoire Génie de Production - Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes - BP 1629
65016 TARBES cedex

et de

Monsieur F. ROBBE-VALLOIRE
Professeur - LISMMA EA 2336 - 3, rue Fernand Hainaut - 93407 SAINT-OUEN cedex

Monsieur MERHEJ Rafic

est autorisé à soutenir une thèse pour l'obtention du grade de **DOCTEUR**

Ecole doctorale MATERIAUX

Fait à Ecully, le 20 mai 2008

P/Le Directeur de l'E.C.L.
Le Directeur des Etudes

