



HAL
open science

Mise en évidence et simulation de l'endommagement des revêtements de carbone amorphe pour application moteur à combustion interne

Geoffrey Pagnoux

► To cite this version:

Geoffrey Pagnoux. Mise en évidence et simulation de l'endommagement des revêtements de carbone amorphe pour application moteur à combustion interne. Matériaux et structures en mécanique [physics.class-ph]. Université Paris-Est, 2015. Français. NNT : 2015PESC1175 . tel-03270749

HAL Id: tel-03270749

<https://pastel.hal.science/tel-03270749>

Submitted on 25 Jun 2021

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

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

THÈSE

Mise en évidence et simulation de
l'endommagement des revêtements de carbone
amorphe pour application moteur à
combustion interne

Présentée devant

École Nationale des Ponts et Chaussées

pour obtenir

le **GRADE DE DOCTEUR**

École doctorale :

SIE

par

Geoffrey PAGNOUX

Ingénieur U.T.C.

Thèse soutenue le 23 Septembre 2015 devant la Commission d'examen

Jury

C. STOLZ	Directeur de recherche CNRS	Président
C. LANGLADE	Directrice de l'IRTES-LERMPS	Rapporteur
D. NELIAS	Professeur INSA, HDR	Rapporteur
K. HOLMBERG	Professeur VTT	Examineur
M. PEIGNEY	ICPEF, HDR	Directeur de thèse
S. FOUVRY	Directeur de recherche CNRS	Directeur de thèse
B. DELATTRE	PSA Peugeot Citroën	Encadrant industriel

Résumé

L'exploitation de revêtements micrométriques à base de carbone amorphe (les DLC) tend à se généraliser au sein des constructeurs automobiles afin d'améliorer le rendement des moteurs à combustion interne en réduisant les pertes mécaniques par frottement. Si ces revêtements exhibent généralement d'excellentes propriétés tribologiques et de très faibles taux d'usure, leur utilisation au sein des moteurs à combustion interne révèle que, soumis à des sollicitations complexes, de nombreux modes de dégradations sont observables. La propagation prématurée de ces dégradations sur l'intégralité des surfaces revêtues constitue un risque à maîtriser pour garantir la fonction des revêtements dans le temps.

Cette maîtrise implique d'une part de connaître et de comprendre les mécanismes de dégradations probables des DLC appliqués aux composants du moteur et d'autre part de disposer d'outils de simulation de leur durée de vie, exploitables pour optimiser les systèmes tribologiques au plus tôt de leur conception.

Les travaux présentés dans cette thèse ont été guidés par ces objectifs et rassemblent des expertises de composants revêtus, des développements d'analyses numériques, de protocoles d'essais simplifiés et des recherches de couplages entre modes de dégradations. Autant d'éléments qui permettent de répondre en partie aux questions initialement posées et de proposer, au final, un outil de simulation de durée de vie des DLC adapté aux applications moteur à combustion interne.

The use of micrometric diamond-like carbon coatings (named DLC) are becoming widely used by automotive manufacturers in order to improve the efficiency of internal combustion engines by reducing the mechanical friction losses. Although DLC coatings generally exhibit excellent tribological properties and very low wear rates, their use in internal combustion engines shows that, subject to complex loadings, many degradation modes are observable. Untimely propagation of these latter upon the entire coated surfaces is a risk to control in order to guarantee the coating function over time.

From one hand, this control implies to know and to understand all DLC degradation mechanisms when applied to engine components. On the other hand, it is necessary to possess lifetime simulation tools that can be used to optimize tribological systems in their early design.

The work presented in this thesis has been guided by these goals and gathers experimental analyses of DLC-coated components, numerical analyzes, simplified testing protocols and coupling analyses of degradation processes. All these topics finally lead to the definition of a lifetime simulation tool adapted to DLC coated internal combustion engine applications.

Remerciements

Cette thèse est le résultat d'un partenariat entre PSA Peugeot Citroën, le laboratoire Navier de l'École Nationale des Ponts et Chaussées et le laboratoire de tribologie et dynamique des systèmes (LTDS) de l'École Centrale de Lyon. Je tiens donc à remercier dans un premier temps Laurent Rota, le professeur Karam Sab et le professeur Denis Mazuyer pour leur accueil au sein de leur structure.

Je remercie le professeur Claude Stolz pour avoir accepté de présider mon jury de thèse et les professeurs Cécile Langlade et Daniel Nelias pour avoir accepté d'en être les rapporteurs. J'exprime également mes vifs remerciements au professeur Kenneth Holmberg pour sa présence en tant qu'examinateur.

Je remercie évidemment chaleureusement mes directeurs de thèse Michael Peigney et Siegfried Fouvry qui ont su m'encourager, me guider et me conseiller à merveille dès que nécessaire tout au long de mes travaux. Leur complémentarité et leur soutien ont clairement été des éléments clés de la réussite de cette thèse. Je me dois également de remercier et d'exprimer ma plus grande gratitude et mon plus profond respect à Benoit Delattre, ingénieur de recherche au sein de PSA Peugeot Citroën. Après six ans d'encadrement (d'abord en tant qu'apprenti puis thésard), je suis toujours autant admiratif devant l'immensité de ses compétences, de sa soif de partage et de sa pédagogie. Ses méthodes de travail et sa personnalité ont incontestablement eu un impact majeur sur ma vision du travail et de la recherche et restent toujours, à ce jour, une grande source d'inspiration.

Je tiens à remercier tous les autres membres de l'équipe SMMS de PSA Peugeot Citroën pour les agréables moments passés à leurs cotés. Je garderais un souvenir particulier du tableau de points de la salle café et des discussions animées qui pouvaient l'alimenter ! Un remerciement supplémentaire à Guillaume Mermaz-Rollet, Moussa Diabi et à l'équipe DLPA pour toute l'aide apportée au cours de ces travaux.

Je n'oublie évidemment pas de remercier tous les membres du LTDS pour leur bonne humeur et leurs délires innombrables qui font remonter le moral quand rien ne fonctionne. Alors un grand merci à Abdel, Alix, Alice, Anna, Ariane, Bruno, Camille (la petite), Camille (la grande), Gilles, Guillaume, Irene, Jean-Michel, Dominique, JS, Jeremy, Julie, Laura, Laurent, Nora, Odin, Olivier, Pierre, Richard et Sébastien. Ces remerciements sont également destinés à Martial, Agathe et Cédric, mes incroyables co-doctorants de PSA Peugeot Citroën !

Enfin, je remercie mes parents, ma compagne et mes amis pour leur soutien inconditionnel et pour les soirées inoubliables passées (et à venir) avec eux !

Merci à tous !

Introduction

Les normes européennes en termes de réduction des émissions de CO₂ deviennent de plus en plus sévères (95g de CO₂/km à l'horizon 2020), ce qui conduit les constructeurs automobiles à faire des choix technologiques innovants lors de la conception des véhicules. Une des voies pour réduire les émissions de gaz carbonique est d'améliorer le rendement des moteurs à combustion interne (MCI) en réduisant les pertes mécaniques par frottement. Pour ce faire, il est possible de généraliser l'utilisation des revêtements micrométriques à base de carbone amorphe - nommés diamond-like carbon (DLC) - sur les pièces métalliques en contact : axe et segments de piston, cames, poussoirs, etc...

L'intérêt des revêtements DLC est amplifié par leur faible taux d'usure, couramment observé lors d'essais de caractérisation sous sollicitations élémentaires de fretting, de glissement, de roulement-glissement, etc... Cette propriété permet, en théorie, d'assurer le bénéfice en frottement tout au long de la vie du moteur. En pratique et sous des sollicitations complexes, de nombreux modes de dégradations sont observables, variant suivant les applications et les sollicitations rencontrées. La propagation prématurée de ces dégradations sur l'intégralité des surfaces revêtues constitue un risque à maîtriser pour garantir la fonction des revêtements dans le temps.

Cette maîtrise implique de nombreux développements et axes de recherche que cette thèse vise à explorer. Le chapitre 1 contient une définition du contexte industriel et une introduction aux revêtements DLC, de leurs propriétés intrinsèques aux mécanismes d'usure et d'endommagement couramment observés. Sont également introduits les outils et méthodes disponibles pour caractériser, modéliser, dimensionner et optimiser les systèmes revêtus.

Le chapitre 2 se concentre sur l'analyse des modes de dégradations des revêtements DLC en application moteur à combustion interne. De cette analyse résulte deux risques prépondérants de réduction de durée de vie des DLC : le premier est un risque tribochimique (augmentation du taux d'usure en surface), le second est un risque purement mécanique (écaillage généralisé du revêtement).

Ce dernier fait l'objet des chapitres 3 et 4 où sont calibrés, réalisés puis analysés expérimentalement et numériquement des essais simplifiés (essais de scratches) permettant de reproduire fidèlement les endommagements observés sur les composants revêtus.

Les chapitres 5 et 6 s'intéressent quant à eux à la compétition et au couplage entre stries obtenues par essais de scratch et usure tribochimique.

Enfin et à partir de l'ensemble des conclusions obtenues aux chapitres précédents, un outil d'estimation de l'usure des revêtements DLC en application MCI est développé au chapitre 7.

Table des matières

Résumé	i
Remerciements	iii
Introduction	v
Table des matières	vii
1 Contexte et synthèse bibliographique	1
1.1 Moteur à combustion interne : une brève description	1
1.2 Lubrification et traitements de surface	3
1.3 Les revêtements DLC	5
1.4 Caractérisation des revêtements DLC	10
1.5 Tenue des revêtements DLC	16
1.6 Modélisation du contact et de l'usure : état de l'art	22
1.7 Dimensionnement des revêtements DLC	30
1.8 Bilan et position de la présente étude	32
2 Usure et endommagement des DLC sur applications MCI	33
2.1 Conditions de contact des DLC en application MCI	34
2.2 Premières constatations expérimentales	42
2.3 Expertise approfondie des DLC appliqués sur système came-poussoir	46
2.4 Bilan	52
3 Analyse numérique de l'influence d'une aspérité dans un contact lubrifié	55
3.1 Modèle géométrique	56
3.2 De l'inadéquation entre problème considéré et outils existants	57
3.3 Mécanisme du point de chargement	57
3.4 Algorithme général	58
3.5 Comportements matériaux	60
3.6 Comportement du lubrifiant	60
3.7 Maillage et conditions aux limites	66
3.8 Validation du modèle	67
3.9 Quelques remarques sur les hypothèses formulées	68
3.10 Exploitation du modèle	70
3.11 Bilan	72

4	Comportement des DLC sous sollicitation de scratch	73
4.1	Mécanique du scratch	74
4.2	Analyse expérimentale	75
4.3	Analyse numérique	83
4.4	Bilan	91
5	Cinétique d'usure des DLC sous chargement élémentaire	93
5.1	Essais d'usure sphère-plan	93
5.2	Essais d'usure cylindre-plan	98
5.3	Bilan	104
6	Influence des scratches sur la cinétique d'usure des DLC	105
6.1	Protocole expérimental, matériaux et lubrifiant	105
6.2	Méthode rapide	106
6.3	Essais de validation	113
6.4	Essai de synthèse	117
6.5	Mécanisme de protection induit par les scratches initiaux	120
6.6	Bilan	122
7	Simulation de l'endommagement des DLC sur système came-poussoir	125
7.1	Présentation de l'outil	125
7.2	Algorithme général	129
7.3	Exploitation de l'outil pour l'analyse du système sans usure	132
7.4	Protocole d'identification des taux d'usure	133
7.5	Comparaison avec l'expérience	134
7.6	Exploitation de l'outil pour l'optimisation du système came-poussoir	137
7.7	Bilan	140
	Conclusion et perspectives	141
A	Méthodes de dépôt des DLC	145
B	Mesures de module d'Young et de dureté lors d'un essai d'indentation	147
C	Expressions analytiques issues de la théorie de Hertz	151
D	Expressions de l'épaisseur d'un film de lubrifiant dans un contact EHD	153
E	Liste des poussoirs analysés	157
F	Méthode de calcul des paramètres de rugosité	163
	Table des figures	169
	Liste des tableaux	177
	Acronymes	179
	Références bibliographiques	181

Chapitre 1

Contexte et synthèse bibliographique

Sommaire

1.1	Moteur à combustion interne : une brève description	1
1.2	Lubrification et traitements de surface	3
1.3	Les revêtements DLC	5
1.4	Caractérisation des revêtements DLC	10
1.5	Tenue des revêtements DLC	16
1.6	Modélisation du contact et de l'usure : état de l'art	22
1.7	Dimensionnement des revêtements DLC	30
1.8	Bilan et position de la présente étude	32

1.1 Moteur à combustion interne : une brève description

Dans un véhicule automobile, le MCI est le système dans lequel l'énergie thermique dégagée par un processus de combustion est transformée en énergie mécanique par l'intermédiaire d'un système bielle-manivelle (fig.1.1). Il fournit l'ensemble de l'énergie nécessaire à la mise en mouvement du véhicule (hors systèmes hybrides ou électriques).



Figure 1.1 – Illustration d'un MCI : moteur PSA Peugeot Citroën trois cylindres essence 1.2 e-THP.

L'architecture et le principe de fonctionnement des MCI a relativement peu évolué dans son principe depuis le début du XX^e siècle (fig.1.2).

Un piston (1) sur lequel s'exerce la pression des gaz issus de l'inflammation du carburant entraîne une bielle (2) qui engendre un mouvement de rotation du vilebrequin (3). Un MCI est généralement constitué de plusieurs ensembles piston-bielle reliés à un même vilebrequin, et de très nombreuses configurations ont été développées : de deux à seize cylindres, en ligne, en V ou opposés, pour des puissances allant de quelques dizaines à plusieurs centaines de kilowatt. Sur la figure 1.2 sont également représentés des éléments sur lesquels nous reviendrons par la suite : les poussoirs (4), les segments de piston (5) et les axes de piston (6).

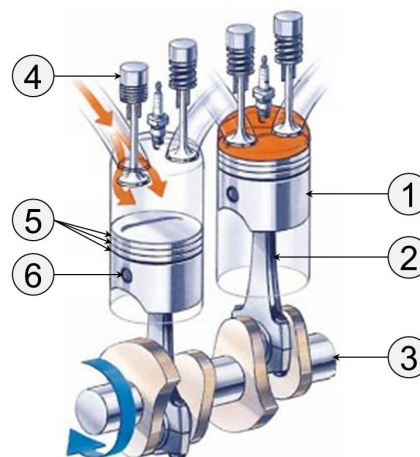


Figure 1.2 – Principe de fonctionnement d'un MCI.

Indépendamment de l'architecture moteur retenue, les MCI se décomposent en deux familles : celle des moteurs essence et celle des moteurs diesel. Dans les moteurs essence, l'allumage (l'inflammation du carburant) est commandé, c'est-à-dire déclenché via une étincelle issue de la bougie d'allumage. À l'inverse, l'allumage des moteurs diesel est spontané, conséquence de l'auto-inflammation du carburant induit par les températures élevées dans la chambre de combustion.

Afin de suivre les tendances des marchés et de conquérir une clientèle toujours plus large, les constructeurs ont continuellement optimisé leurs MCI afin de maximiser leur agrément (souplesse d'utilisation, acoustique), leur puissance maximale, leur compacité et/ou leur modularité. Depuis quelques années, les optimisations sont toutefois fortement orientées vers la réduction de la consommation et le respect des normes anti-pollution (fig.1.3).

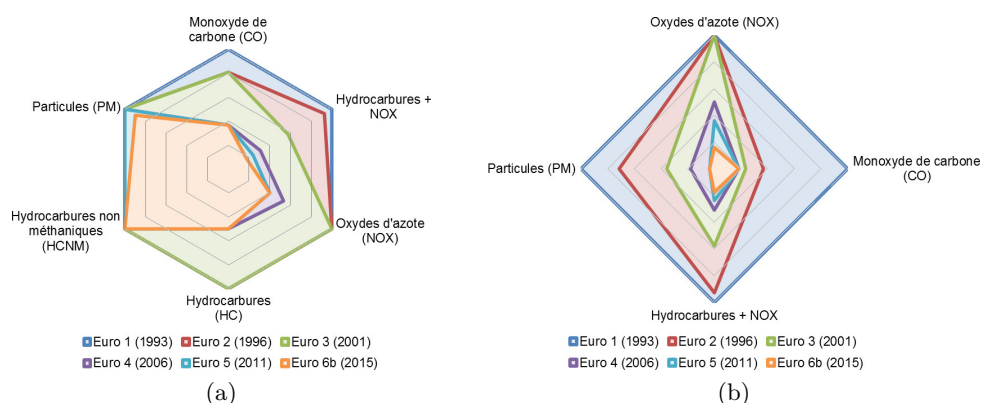


Figure 1.3 – Évolution des normes anti-pollution européennes pour un véhicule particulier (a) essence et (b) diesel, sous format normalisé par les valeurs maximales.

Ces normes devenant de plus en plus sévères, elles conduisent les constructeurs automobiles à faire des choix technologiques innovants lors de la conception des véhicules. Une des voies pour réduire les émissions de gaz carbonique est d'améliorer le rendement des MCI en réduisant les pertes mécaniques par frottement (PMF).

En effet, selon le type de MCI (diesel ou essence) et le régime du moteur, le frottement représente une perte d'énergie de 15 à 40% de l'énergie totale disponible lors de la combustion du carburant [1, 2]. La répartition de ces pertes mécaniques par frottement dans un moteur à explosion est présentée sur le diagramme de la figure 1.4.

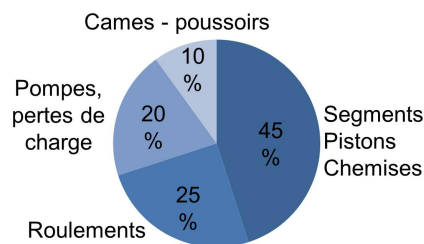


Figure 1.4 – Répartition des PMF dans les MCI [1].

1.2 Lubrification et traitements de surface

Pour limiter les PMF dans les MCI, un soin particulier est apporté à la lubrification des surfaces en contact. Toutefois, la lubrification des composants varie avec le régime moteur et les contributions des pertes d'énergie par frottement dans les organes de distribution peuvent varier de 30% à 1000 tr/min à 10% à 6000 tr/min, en considérant des conditions appropriées de lubrification. La figure 1.5 présente les régimes de lubrification de quelques composants d'un MCI sur un diagramme de Stribeck [3].

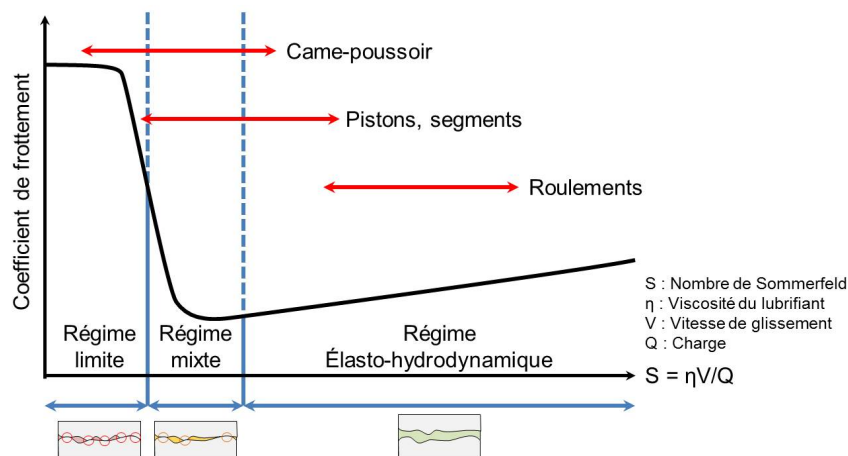


Figure 1.5 – Régimes de lubrification caractéristiques de quelques composants des MCI dans un diagramme de Stribeck.

Sur cette figure, trois régimes de lubrification sont représentés. Le régime de lubrification limite correspond au régime où le film de lubrifiant est extrêmement mince et la charge est intégralement supportée par les aspérités en contact. Le frottement et l'usure sont déterminés par l'interaction physico-chimique solide / lubrifiant. Dans le régime de lubrification mixte, la charge est supportée à la fois par le film de lubrifiant et par les aspérités en contact. Enfin, le régime de lubrification élasto-hydrodynamique (EHD) est le régime dans lequel les deux surfaces sont séparées par un film épais devant la hauteur des rugosités et où la charge est intégralement supportée par le film de lubrifiant. Le comportement tribologique du système est gouverné principalement par la rhéologie du lubrifiant.

Le facteur λ (eq.1.1) est couramment utilisé pour apprécier le régime de lubrification dans lequel se trouve un système [4]. Pour des valeurs supérieures ou égales à 3, le système est considéré en régime de lubrification EHD. Pour des valeurs inférieures à 1, le système est en régime limite. Entre les deux se trouve le régime mixte.

$$\lambda = \frac{h}{(R_{a1} + R_{a2})} \frac{1}{\sqrt{\frac{2a}{L}}} \quad (1.1)$$

avec :

- h : épaisseur centrale de lubrifiant,
- R_{a1} et R_{a2} : rugosité moyenne arithmétique des surfaces,
- a : demi-largeur de contact selon Hertz,
- L : Longueur de cut-off du rugosimètre, habituellement 0.8mm.

Des additifs sont généralement intégrés dans les huiles afin d'en améliorer les performances. Entre autres se trouvent des additifs anti-oxydants, anti-corrosion, anti-usure, des additifs "extrême pression" et des modificateurs de friction [5] :

- les additifs anti-oxydants limitent l'oxydation du lubrifiant en empêchant la formation de résines et de vernis sur les surfaces chaudes du moteur,
- les additifs anti-corrosion préviennent la corrosion et la formation de rouille sur les métaux aussi bien pendant les périodes d'utilisation que durant l'immobilisation du véhicule,
- les additifs anti-usure et modificateurs de friction réduisent l'usure et le frottements des surfaces métalliques (comes, poussoirs, coussinets, pignons) en créant un film protecteur à la surface des pièces. Le coefficient de frottement se trouve abaissé et l'usure y est réduite,
- les additifs E.P. (extrême pression) préviennent le grippage des surfaces métalliques en augmentant la résistance à la pression de l'huile.

En plus de l'optimisation de la lubrification, les constructeurs maximisent l'utilisation des traitements de surface et des revêtements permettant d'améliorer les performances tribologiques des pièces en contact, notamment via la réduction du coefficient de frottement. Parmi les nombreuses solutions disponibles, le choix des revêtements micrométriques à base de DLC tend à se généraliser. Au sein des MCI du groupe PSA Peugeot Citroën, les DLC se retrouvent ainsi principalement sur les segments de piston, les axes de piston et les systèmes came-poussoir (fig.1.2(4-6)).

1.3 Les revêtements DLC

Les revêtements DLC sont une famille de revêtements apparus dans les années 1970 suite aux travaux de Aisenberg et Chabot [6]. Leur exploitation a été initialement restreinte aux applications pour lesquelles les composants revêtus étaient des composants consommables, dont l'usure peut être surveillée en temps réel et dont la défaillance est gérable (outils de coupe, outils de mise en forme, compétition automobile). Fruits de nombreux travaux, leur utilisation sur des composants de grande série hors consommables est à présent de plus en plus répandue. Des ouvrages de référence et revues bibliographiques relativement exhaustifs leurs ont été dédiés, où le lecteur intéressé pourra retrouver leur description, procédés d'obtention, leurs propriétés mécaniques, tribologiques, leurs applications ainsi que quelques méthodes de sélection [7–11]. Les sections qui suivent résument une partie de ces informations.

1.3.1 Description du matériau

Avant de définir ce qu'est un DLC, il est nécessaire d'effectuer un rappel (issu de [12]) sur le carbone et sur ses différentes formes. Le carbone comme corps pur existe dans la nature sous deux formes : le graphite et le diamant. Dans les conditions normales de température et de pression, le carbone est sous la forme graphite. Sa structure est constituée de feuillets hexagonaux non compacts, nommés "graphènes" (fig.1.6(a)). Dans chaque feuillet, les atomes de carbone sont fortement liés par des liaisons covalentes de type sp^2 (fig.1.7(b)), tandis que liaisons entre les feuillets sont faibles de type π . Ceci explique le clivage et la faible dureté du graphite, mais aussi ses propriétés de frottement particulièrement faibles. Sous très haute pression, le carbone est sous la forme de diamant. Il ne contient que des atomes de carbone hybridés sp^3 (fig.1.7(c)) dont l'organisation la plus courante consiste en un réseau cubique à faces centrées (fig.1.6(b)). Ces atomes de carbone tétravalents sont liés entre eux par des liaisons σ fortes, qui procurent au réseau une grande rigidité. Il existe une troisième forme, le carbyne, constituée de liaisons de type sp^1 (fig.1.7(a)). Bien que le carbyde soit une forme non naturelle et peu étudiée du carbone, des travaux récents ont montré qu'elle aurait une résistance supérieure à tous les matériaux connus à ce jour [13]. Cette forme, dont la structure à la caractéristique d'être flexible, présente également des propriétés électriques remarquables.

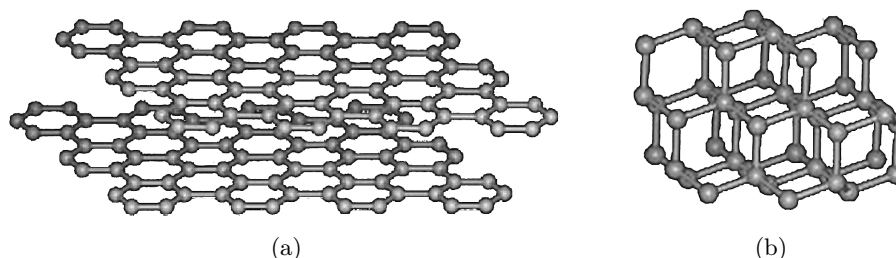


Figure 1.6 – Illustration des structures (a) graphite et (b) diamant.

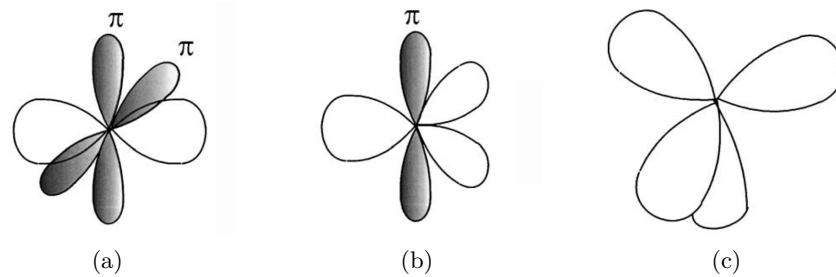


Figure 1.7 – Les hybridations carbonées [9]. (a) sp^1 , (b) sp^2 et (c) sp^3 .

Les matériaux nommés DLC sont quant à eux une forme métastable du carbone constituée d'une structure amorphe (c'est-à-dire sans structure périodique identifiable), mélange des formes d'hybridation sp^2 et sp^3 et d'une teneur en hydrogène variable. Les liaisons de type sp^1 ne se retrouvent pas (ou sous forme de trace seulement) au sein des DLC. Les taux de sp^2 , de sp^3 et d'hydrogène dépendent des techniques et des paramètres de dépôt utilisés. Deux matériaux appelés DLC peuvent ainsi être intrinsèquement extrêmement différents.

Les DLC sont classés en deux grandes familles selon la présence ou non d'hydrogène :

- La famille des carbones amorphes non hydrogénés, désignée sous le terme "a-C". Dans ces films, l'hydrogène est généralement traité comme une impureté. Les films amorphes non hydrogénés sont divisés en deux groupes : les "ta-C" (carbone amorphe tétraédrique) contenant majoritairement du carbone sp^3 et les "a-C" contenant majoritairement du carbone sp^2 . Les ta-C sont généralement désignés sous le nom de diamant amorphe, parce que leur structure est localement tétraédrique (comme le diamant) même si cette structure est désordonnée à moyenne et grande échelle. Leurs propriétés se rapprochent ainsi de celles du diamant.
- La famille des carbones amorphes hydrogénés, désignée sous le terme "a-C :H". Dans ces films, la teneur en hydrogène peut varier considérablement selon la méthode de dépôt, la source gazeuse d'hydrocarbure et les paramètres de dépôt utilisés, et peut atteindre 50%. Le taux de liaison sp^3 varie entre 20 et 80%. Pour cette famille, l'hydrogène est important car il permet notamment de stabiliser la structure diamant en maintenant la configuration sp^3 . Les films amorphes hydrogénés contenant un taux de liaisons sp^3 supérieur à 70% et peu d'hydrogène sont désignés par le terme "ta-C :H" : carbone amorphe hydrogéné tétraédrique.

Les DLC de chaque famille sont classiquement représentés sur un pseudo-diagramme ternaire de phases (fig.1.8). Il présente de façon claire les différentes structures carbonées selon leur teneur en hydrogène et leur rapport sp^3/sp^2 . La structure des DLC peut également contenir un ou plusieurs éléments dopants comme du titane, du tungstène, du fluor, de l'azote ou du silicium. Ces dopants visent à modifier les propriétés tribologiques des DLC ou à réduire leur niveau de contraintes résiduelles pour, in fine, améliorer leurs performances et leur durée de vie. Un revêtement DLC peut donc être mono ou multi-couche, dopé ou non dopé, aux propriétés variables continuellement ou brusquement dans l'épaisseur.

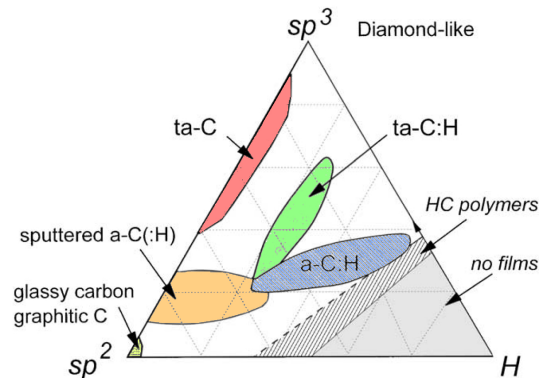


Figure 1.8 – Diagramme ternaire de la composition des différents films DLC [9].

1.3.2 Méthodes de dépôt des DLC

Les dépôts DLC sont obtenus par technique PVD (physical vapor deposition) ou CVD (chemical vapor deposition) dont la description se trouve en annexe A. Nous retiendrons ici que chaque procédé possède ses avantages et ses inconvénients : qualité et adhérence des couches, pouvoir de recouvrement, température et vitesse de dépôt, adaptabilité, investissement requis, etc... Ils sont adaptés à un type d'application et génèrent des revêtements DLC avec des propriétés uniques. Les épaisseurs des revêtements DLC varient ainsi entre quelques nanomètres et plusieurs dizaines de micromètres.

D'autre part, les atomes de carbone seuls n'étant pas capables de créer des liaisons métalliques avec les atomes du substrat, une couche intermédiaire d'accrochage peut être requise afin d'assurer l'adhérence du dépôt sur des substrats métalliques. Ces couches sont généralement à base de chrome, de silicium ou de titane qui peuvent former des liaisons covalentes avec le carbone du DLC et des liaisons métalliques avec le substrat. L'épaisseur de ces couches d'adhésion est de l'ordre du dixième de micron.

1.3.3 Propriétés particulières et applications

L'engouement pour les DLC s'explique en grande partie par des performances mécaniques, chimiques, tribologiques, optiques et électriques remarquables. Ces performances varient énormément en fonction de la nature et des propriétés des films (paramètres de dépôts, rugosité des substrats), de l'environnement (humidité, vide, etc...) et des paramètres tribologiques (mécaniques, thermiques, cinématiques) appliqués. D'un point de vue tribologique, le coefficient de frottement de ces films couvre une gamme allant de 0.002 à 1.3, ce qui représente sans doute la plus large gamme de frottement de tous les types de revêtements. Quant à l'usure, certains DLC sont mous et facilement rayables alors que d'autres sont extrêmement durs et très résistants. Par rapport à une surface non revêtue, les taux d'usure normalisé peuvent être réduits de plusieurs ordres de grandeurs. La diversité des DLC permet donc aux fournisseurs de proposer un large éventail de solutions adaptées autant que faire se peut à chaque application.

Les propriétés tribologiques de différents types de DLC sont par exemple comparées dans [14–17]. Il est ici intéressant de faire référence aux travaux de Sedlacek [18] qui ont conduit à la création d’une large base de données comparative des propriétés de multiples DLC sous de multiples sollicitations. Une liste non exhaustive de ces propriétés se trouve dans le tableau 1.1.

Propriété	Plage de valeur
Épaisseur	quelques nm à plusieurs dizaines de μm
Densité ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	1300 - 3515
Module d’Young (GPa)	5 - 1100
Dureté (HV)	20 - 12000
Taux d’usure ($\text{mm}^3\cdot\text{N}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$)	$8.46\cdot 10^{-10}$ - $1.57\cdot 10^{-4}$
Résistivité électrique ($\Omega\cdot\text{cm}$)	$5\cdot 10^{-5}$ - $1\cdot 10^{20}$
Stabilité thermique ($^{\circ}\text{C}$)	300 - 600
Coefficient de frottement	0.002 - 1.3

Tableau 1.1 – Quelques propriétés particulières des DLC [18, 19].

Dans un MCI, les revêtements DLC sont donc des revêtements de choix grâce à cette combinaison d’un faible coefficient de frottement et d’un faible taux d’usure, comparativement aux solutions non revêtues. Ces effets ont été mis en avant dans plusieurs travaux et sous différents environnements, avec ou sans lubrifiants. On peut citer par exemple la comparaison de solutions avec et sans revêtements pour les moteurs ultrasoniques [20] et les revues dédiées aux moteurs à combustion interne [21–23]. Les revêtements DLC sont également largement exploités dans les roulements [24], les têtes de lecture de disques durs, les lames de rasoirs ou les prothèses biomédicales [25]. Il est cependant souligné que le potentiel de réduction des PMF et des taux d’usure est conditionné à la qualité d’adhésion du DLC sur le substrat, et donc en grande partie à la maîtrise des procédés de dépôts [21, 24].

1.3.4 Origine des différents comportements tribologiques

Il existe deux mécanismes d’action proposés dans la littérature pour expliquer cette variété de comportements tribologiques : les mécanismes d’action liés à la nature des interactions entre les surfaces en contact d’une part et les mécanismes d’action liés à la formation d’un film de transfert et à des modifications dans la structure des DLC d’autre part. Ils ont été synthétisés et explorés par Matta [26] dans le cas particulier de la lubrification des DLC par les alcools.

D’une manière générale, le rôle de l’hydrogène dans le comportement tribologique des revêtements DLC est régulièrement mis en avant [27]. Dans l’air ambiant, l’amélioration du coefficient de frottement des DLC peu et non hydrogénés est attribuée à l’adsorption de la vapeur d’eau qui va passiver les liaisons pendantes et empêcher les interactions entre les orbitales $\pi - \pi$. À l’inverse, l’augmentation du coefficient de frottement pour les DLC fortement hydrogénés résulte des forces capillaires créées par la formation de liaisons hydrogène par intercalation de molécules d’eau entre les liaisons C-H et C=O présentes sur chaque surface. Les liaisons C=O sur la surface des DLC ont été mises en évidence par plusieurs auteurs [28, 29] et résultent de la nature relativement oxydante de l’air ambiant. Ces mécanismes de frottement sont résumés dans la figure 1.9.

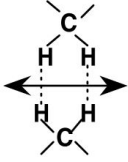
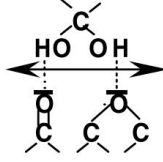
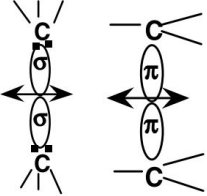
Type of DLC	a-C:H	a-C:H or a-C	H-free DLC (both ta-C and a-C)
Friction range	< 0.02	0.1 – 0.2	> 0.5
Nature of the interaction	Van der Waals	Hydrogen	σ or π
Energy (eV/bond)	0.08	0.2	0.4 – 0.8
Schematic of the interaction (environment)	 <p>High flexibility (Inert environment or UHV)</p>	 <p>(Humid environment)</p>	 <p>(UHV)</p>

Figure 1.9 – Mécanismes de frottement des différents DLC à l'échelle moléculaire sous vide et air humide [30].

Dans des conditions de contacts lubrifiés, le comportement tribologique des DLC dépend de la nature physique (viscosité, présences d'additifs...) et de la nature chimique (polarité, affinité chimique, ...) du lubrifiant. Des réactions tribochimiques (réactions chimiques induites par le frottement entre les additifs et les surfaces en contact) entrent en jeu et conduisent, dans la majorité des cas, à la formation d'un film protecteur appelé tribofilm.

De nombreux travaux se sont attachés à identifier ce dernier et à comprendre ses mécanismes de formation [31–39]. D'après de Barros [40], le faible frottement des DLC hydrogénés en présence de dithiophosphate de zinc (additif anti-usure) ou de dithiocarbamate de molybdène (additif modificateur de frottement) est ainsi dû à la formation d'un tribofilm de MoS_2 (disulfure de molybdène).

La formation d'un film de transfert (transfert de matière de la surface revêtue vers l'antagoniste) associée à la seconde classe de mécanismes conduit généralement à des coefficients de frottement faibles dans le cas des DLC hydrogénés et à des coefficients de frottement élevés pour les DLC non hydrogénés. Elle est observée dans le cas où le contact est non lubrifié et où une seule des deux surfaces est revêtues. Elle n'existe pas dans le cas de contact DLC/DLC. La vitesse de formation du film de transfert, son épaisseur ainsi que sa composition dépendent, tout comme le tribofilm, de la nature des surfaces en contact et des conditions expérimentales et environnementales. Ainsi, la nature du film de transfert n'est pas toujours identique à la nature initiale du revêtement. Elle s'accompagne généralement d'une modification de la structure carbonée des DLC dans un processus appelé "graphitisation". Ces mécanismes étant également associés aux processus d'usure et d'endommagement des DLC, ils seront décrit plus en détail dans la section 1.5.

Au final, la très forte dépendance du comportement tribologique des DLC à leurs propriétés montre que leur caractérisation est essentielle à la compréhension des mécanismes en jeu.

1.4 Caractérisation des revêtements DLC

Caractériser un DLC consiste à qualifier et/ou quantifier au mieux ses propriétés intrinsèques. La principale difficulté de caractérisation de ces dépôts est liée à leur finesse, qui ne permet pas de réaliser des coupes simples comme sur les traitements de surface traditionnels tels que la cémentation, la nitruration ou les vernis.

Les propriétés listées ci-dessous sont représentatives des propriétés les plus couramment utilisées pour définir un revêtement DLC. Elles constituent la base de comparaison des différents DLC après dépôt dont quelques plages de valeurs ont été données précédemment (tab.1.1). Les sections qui suivent présentent ces propriétés et les outils et méthodes d'identification associées.

1.4.1 Épaisseurs et compositions des couches constitutives

Le terme DLC pouvant faire référence à des revêtements fondamentalement différents, l'étude et la comparaison de DLC ne peut se faire sans la connaissance de leur épaisseur et de leur constitution.

La mesure par Calotest est la méthode la plus simple et robuste pour déterminer l'épaisseur d'un dépôt DLC. Décrit dans [41], son principe est illustré en figure 1.10. Une sphère de diamètre connu est placée en rotation sur la surface de l'échantillon et le contact est alimenté avec un liquide abrasif. En peu de temps, l'abrasion du revêtement est total au centre de la trace, exposant le substrat. L'épaisseur du dépôt et de ses couches constitutives est déduite de l'analyse optique de l'empreinte.

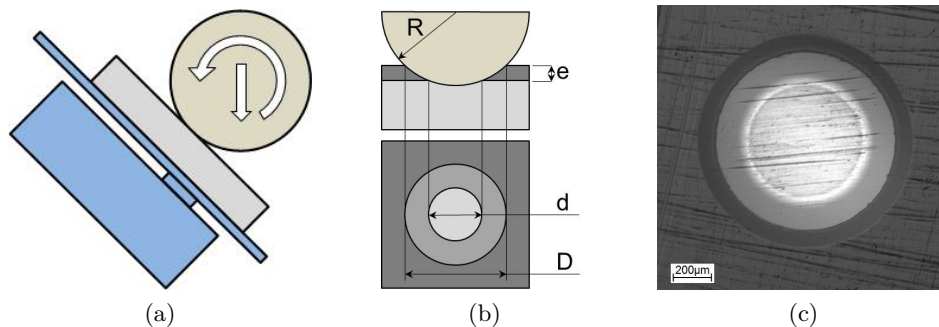


Figure 1.10 – Illustration du principe de mesure d'épaisseur par Calotest. (a) Vue d'ensemble du système, (b) représentation géométrique et (c) exemple d'empreinte après abrasion.

Bien qu'aucune mesure d'épaisseur par Calotest n'ai été exploitée au cours des présents travaux, son caractère abrasif a en revanche été utilisé pour simuler une usure initiale du revêtement lors d'essais sphère-plan. Cet usage particulier sera décrit dans le chapitre 5.

L'analyse de la structure des DLC fait appel à des outils plus avancés. Elle doit permettre de remonter notamment à la caractérisation chimique, moléculaire et structurale des DLC comme l'identification des éléments constituant chacune de ses couches, le pourcentage d'hydrogène ou le ratio sp^2/sp^3 de sa structure. Les capacités de certains de ces outils sont synthétisées dans le tableau 1.2.

Outil	Analyse élémentaire (hors H)	Analyse H	Liaisons chimiques	Rapport sp^2/sp^3	Ordre local et nanostructure
XPS	Oui	Non	Oui	Oui	Non
MEB / EDX	Oui	Non	Non	Non	Non
FTIR	Non	Non	Oui	Oui	Non
RBS et NRA	Oui	Non	Non	Non	Non
ERDA	Non	Oui	Non	Non	Non
TEM / EELS	Oui	Non	Oui	Oui	Oui
XANES	Oui	Non	Oui	Oui	Oui
Raman visible	Non	Non	Oui	Oui	Oui
Raman UV	Non	Non	Oui	Oui	Oui
NMR	Non	Oui	Oui	Oui	Non
SIMS	Oui	Oui	Oui	Non	Non

Tableau 1.2 – Quelques outils de caractérisation physico-chimique des DLC [7, 9].

Dans le cadre de cette thèse, seule la technique MEB / EDX, dont une description est disponible dans la thèse de Matta [26], a été exploitée. Elle permet notamment d'aider à la compréhension des dégradations observées après essai par comparaison de la composition élémentaire des zones saines et des zones endommagées.

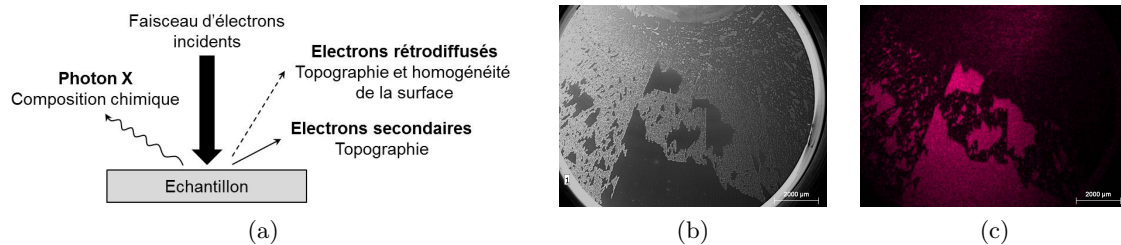


Figure 1.11 – Illustration de la technique MEB / EDX. (a) Principe de fonctionnement d'un MEB [26], (b) exemple d'image MEB : surface écaillée d'un poussoir revêtu, (c) exemple d'image EDX : cartographie de l'élément carbone C.

1.4.2 Rugosité

La rugosité joue un rôle majeur dans le comportement tribologique des DLC, surtout en phase d'accommodation des surfaces (phase de rodage) où les pics de rugosités peuvent fortement sévérer les conditions de contact [42]. Plusieurs auteurs montrent ainsi une corrélation entre augmentation de la rugosité du DLC et réduction de leur tenue sous sollicitation [43, 44]. Une tendance inverse est toutefois observée par Ohana [45] dans le cas de contacts DLC / acier lubrifiés à l'eau. Les trois facteurs définissant la rugosité d'un DLC sont : la rugosité du substrat avant dépôt, la méthode de dépôt utilisée et la rectification de surface après dépôt.

Les DLC ayant une structure amorphe, ils imitent la rugosité du substrat lors de leur croissance. Pour cette raison, les DLC sont généralement déposés sur des substrats très bien polis. La rugosité finale du dépôt dépend également de son épaisseur, et donc du temps de dépôt. Cette dépendance, non linéaire, a été étudiée par Salvadori [46] et Zhong [47] et est illustrée en figure 1.12. Quant aux méthodes de dépôt, certaines techniques comme l’ablation laser pulsé ou l’arc cathodique produisent des DLC rugueux. Un post-polissage est donc requis pour réduire cette rugosité.

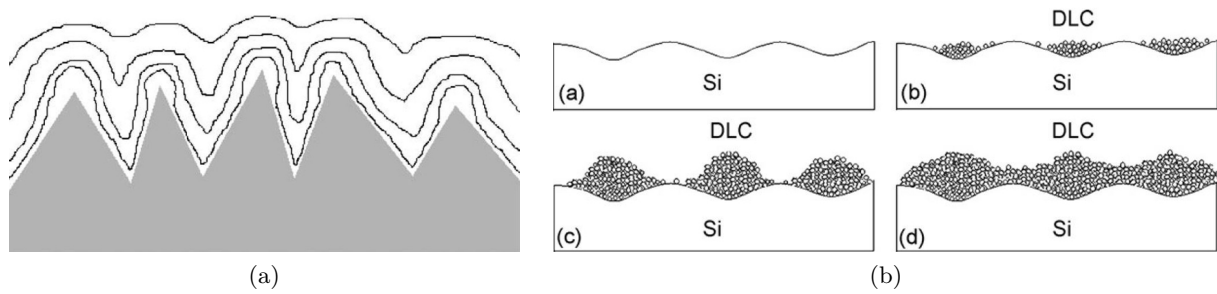


Figure 1.12 – Mécanismes de croissance d’un DLC lors du dépôt. (a) Dépôt type CVD [46] et (b) dépôt type PVD [47].

Au cours de cette thèse, les mesures de rugosités ont été effectuées par méthode interférométrique de type VSI (vertical scanning interferometry). Un faisceau de lumière blanche traverse un objectif qui le scinde en deux. La première moitié du faisceau est envoyée vers la surface à analyser et la seconde vers une surface de référence. La lumière réfléchiée par les deux surfaces est recombinée pour former des franges interférentielles dont le contraste est maximum à la hauteur de focus (fig.1.13), et un signal d’interférence est associé à chaque point de la surface. Durant la mesure, l’objectif se déplace verticalement pour scanner la surface à différentes hauteurs. Le système utilise ensuite une série d’algorithmes avancés pour post-traiter l’enveloppe des signaux d’interférence et extraire la position verticale de chaque point de la surface. De ces données 3D peut ainsi être calculé l’ensemble des mesures de profils et de rugosités.

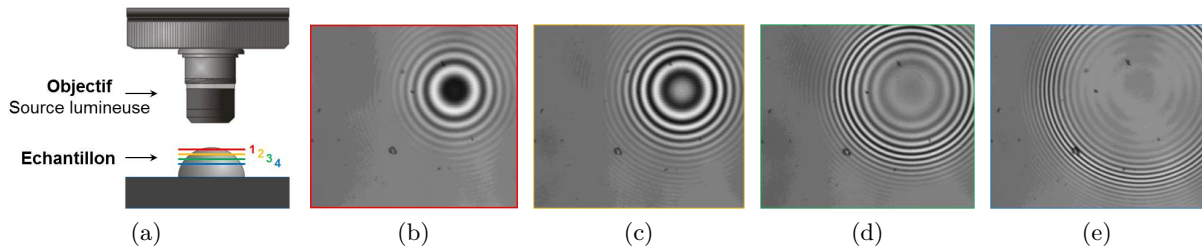


Figure 1.13 – Principe de l’interférométrie VSI. (a) Schéma de l’objectif et de l’échantillon, (b) focus en position 1, (c) focus en position 2, (d) focus en position 3 et (d) focus en position 4.

Rapides, fiables et permettant d’accéder à de nombreuses informations de surface, les mesures par VSI ont été privilégiées pour l’ensemble des analyses topographiques réalisées.

1.4.3 Contraintes résiduelles

De par leur procédé d'obtention, les dépôts DLC présentent des contraintes résiduelles non négligeables qui jouent un rôle important sur leur durabilité. Elles résultent de deux contributions : celle des contraintes thermomécaniques et celle des contraintes intrinsèques [48].

Les contraintes thermomécaniques sont liées à la différence de coefficient de dilatation entre le dépôt et le substrat lors de la phase de refroidissement de la pièce revêtue. De par sa finesse, la présence du revêtement n'affecte que peu la contraction ou dilatation du substrat. Les contraintes induites par les inadéquations de propriétés s'accumulent ainsi quasi exclusivement dans le revêtement. Les contraintes intrinsèques sont quant à elles liées aux mécanismes de croissance des grains, où la présence de défauts, la migration d'atomes, la présence de lacunes ou au contraire l'insertion d'atomes neutres dans le dépôt introduisent une variation de volume locale qui met le dépôt en compression. Dans [48], la compilation de données issues de nombreux travaux montre que les contraintes résiduelles d'un DLC sont majoritairement des contraintes de compression (de 0.4 à 12.5GPa) mais que des contraintes de traction sont également observables (avec des valeurs jusqu'à 3.6GPa). La contribution des contraintes thermomécaniques excède rarement le GPa quand celle des contraintes intrinsèques peut se chiffrer à plusieurs GPa. L'influence des paramètres de dépôt sur ces valeurs (dont le temps de dépôt et donc, l'épaisseur du revêtement) peut notamment être retrouvée dans [49], [50] et [51].

Alors que les contraintes résiduelles de traction tendent à favoriser la propagation de fissures, les contraintes résiduelles de compression sont généralement bénéfiques pour la tenue d'un revêtement. Si l'on considère des déformations purement élastiques, toute sollicitation d'un système revêtu impliquant des contraintes de traction devient moins sévère car l'état mécanique global résulte de la somme des contraintes négatives de compression et positives de traction. Les seuils critiques de chargement, comme ceux d'un chargement de flexion, deviennent alors d'autant plus élevés que les contraintes résiduelles de compression sont importantes. Une tendance similaire est observée dans le cas de contacts glissants, où ces contraintes augmentent la stabilité du revêtement en réduisant les contraintes de traction en surface. Cet effet bénéfique est toutefois conditionné à la bonne adhérence du revêtement sur le substrat et à l'absence de défauts à la surface de ce dernier. Si ces conditions ne sont pas respectées, des concentrations de contraintes importantes peuvent apparaître à l'interface DLC / substrat et la sensibilité du revêtement à la fissuration peut être fortement détériorée, allant jusqu'à l'écaillage spontané du revêtement. L'étude de cette sensibilité a été étudiée entre autres par Gunnars [52] et Wiklund [53] et est illustrée en figure 1.14.

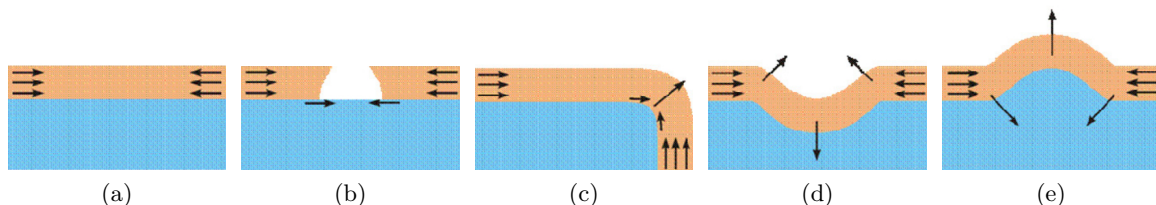


Figure 1.14 – Illustration de l'effet de contraintes résiduelles de compression dans une surface revêtue. (a) Surface plane parfaite, (b) autour d'un pore, (c) sur un bord, (d) dans un sillon et (e) sur une crête [53].

Les méthodes les plus communes pour mesurer les contraintes résiduelles sont celles fondées sur la mesure directe des déformations élastiques du dépôt par diffraction de rayons X [54] et celles fondées sur la courbure d'un substrat fin revêtu [55, 56] avec exploitation des équations de Stoney [57]. Aucune mesure de contrainte résiduelle n'ayant été effectuée dans la présente thèse, ces méthodes ne seront donc pas développées ici.

D'autre part, il est important de souligner que bien que ces contraintes soient quantifiées par une valeur unique, leur répartition dans l'épaisseur du revêtement n'est pas nécessairement homogène. Une évolution non linéaire des contraintes résiduelles a été ainsi mise en avant par Nouveau dans le cas d'un dépôt CrN obtenu par PVD [58], où un maximum est obtenu à quelques centaines de nanomètres de l'interface. Il ne semble cependant avoir pas été rapportée d'analyse similaire pour des revêtements DLC.

1.4.4 Dureté et module d'Young

La dureté d'un matériau définit la résistance qu'oppose sa surface à la pénétration d'une surface antagoniste. Quant au module d'Young, sa connaissance est indispensable aux simulations numériques, qui permettent par exemple d'obtenir une approximation de l'état mécanique complet du système revêtu.

Ces propriétés sont, dans la majorité des cas, obtenues par essais de nanoindentation. Un essai de nanoindentation diffère d'un essai d'indentation classique par la gamme de charges utilisée (nettement inférieures en nanoindentation) et par l'instrumentation de la mesure et permet de tester de petits volumes de matière. Le principe consiste à faire pénétrer un indenteur quasi-rigide à la surface du revêtement et à mesurer la courbe effort - déplacement au cours de la charge et de la décharge (fig.1.15). De cette courbe sont extraites les propriétés mécaniques recherchées (voir annexe B).

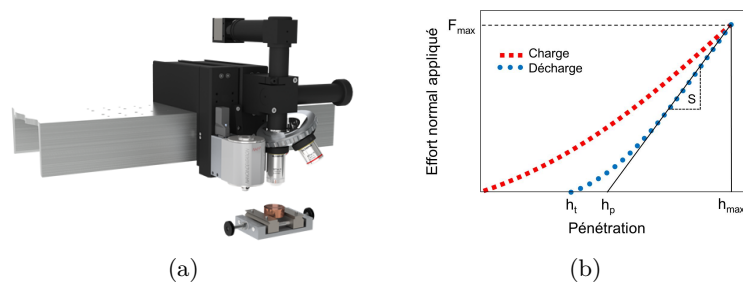


Figure 1.15 – Principe d'un essai de nanoindentation. (a) Système de mesure et (b) illustration de courbe charge / décharge.

Il est à noter que, tout comme pour les contraintes résiduelles, les mesures de module d'Young et de dureté doivent être vues comme des mesures "homogénéisées" (de surface ou moyennées) qui ne renseignent pas sur l'évolution des propriétés dans l'épaisseur. D'autre part, Bull a montré que ces propriétés évoluent à la baisse et ce de manière significative dans le temps [59], avec notamment une réduction de près de 57% des valeurs de module d'Young après cinq ans pour l'un des DLC testés.

1.4.5 Adhérence et ténacité

L'adhésion désigne l'ensemble des phénomènes physico-chimiques qui prennent naissance entre deux surfaces en contact. Elle est liée à l'adhésivité de ces surfaces (aptitude à créer des forces d'interactions), à leur état de surface (rugosité, porosité, sites actifs, pollution) et à leur mouillabilité (aptitude à créer un contact). Dans notre cas, l'adhérence désigne la force ou le travail qu'il faut fournir pour séparer le revêtement du substrat. D'un autre côté, la ténacité est la capacité d'un matériau à résister à la propagation d'une fissure. Ainsi, l'adhérence est spécifique à l'interface DLC / substrat quand la ténacité est associée au DLC lui-même. Ces deux propriétés pilotent la sensibilité du revêtement à la fissuration et sont donc des paramètres essentiels à sa durée de vie.

Le choix de la méthode par laquelle l'adhérence est mesurée dépend beaucoup de l'épaisseur du dépôt et les méthodes de mesures des couches minces sont en général différentes de celle des couches épaisses. Mittal [60] recense ainsi plus de 300 essais d'adhérence qui peuvent être qualitatifs ou quantitatifs, plus ou moins sophistiqués et destructifs. Par conséquent, il n'est pas possible de comparer des valeurs d'adhérence de couches testées différemment. Dans le cas de dépôt DLC, les deux essais les plus couramment utilisés sont l'essai d'indentation Rockwell et l'essai de scratch.

Le principe de la mesure d'adhérence par indentation Rockwell est le suivant : une empreinte est réalisée à la surface du revêtement à l'aide d'un appareil de dureté et la manière dont le dépôt se fissure ou s'écaille autour de l'empreinte caractérise l'adhérence (fig.1.16). Ce test simple et rapide, bien que purement qualitatif, permet d'éliminer rapidement les dépôts de mauvaise qualité.

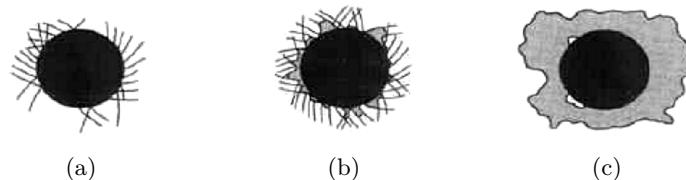


Figure 1.16 – Illustration d'essais d'adhérence par indentation (a) DLC avec bonne adhérence, (b) DLC avec adhérence correcte et (c) DLC avec adhérence insuffisante.

Le principe d'un essai de scratch (essai de rayure) est très différent. Un essai de scratch consiste à déplacer à vitesse constante un indenteur sur la surface revêtue avec une charge normale croissante [61]. A partir d'une certaine charge, une rupture critique (c'est-à-dire rupture de l'interface) du revêtement peut être observée (fig.1.17). La charge normale associée, nommée charge critique, peut être détectée précisément à l'aide d'un capteur acoustique et confirmée par des observations au microscope optique. La mécanique du scratch et ses différentes interprétations font l'objet du chapitre 4 et ne seront donc pas développées ici. Tout comme pour l'essai d'indentation, la force critique n'est pas une mesure directe de l'adhérence du dépôt mais peut être utilisée pour comparer qualitativement différents revêtements.

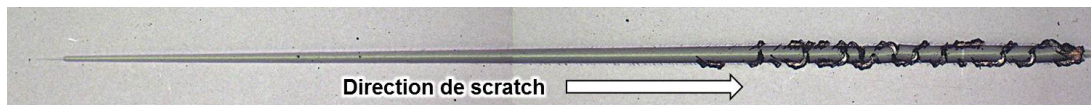


Figure 1.17 – Illustration d'un essai de scratch.

Clôturons cette section par quelques notes sur l'évaluation de la ténacité des revêtements fins qui a fait l'objet de nombreux progrès durant les dernières décennies. Un état de l'art a été réalisé par Zhang [62] où sont décrites les méthodes fondées sur les essais d'indentation, de flexion, de micro et macro-traction. Il en ressort que chaque méthode repose sur des hypothèses plus ou moins importantes (localisation des fissures, direction de propagation et longueur de fissure, influence du substrat, combinaison revêtement / substrat, interprétation des courbes d'essais, etc...) et requiert des échantillons plus ou moins standards. Récemment, des méthodes couplées expérimentales / numériques ont été proposées afin d'améliorer la précision des estimations obtenues [63, 64]. Encore une fois, il est nécessaire de rappeler que les méthodes proposées ne permettent pas d'obtenir d'information sur la variation de la ténacité dans l'épaisseur, variation qui peut être importante dans le cas, par exemple, de DLC multicouches dopées.

Si les propriétés des DLC ont une influence directe sur leur performance tribologique, elles ont une influence tout aussi forte sur leur tenue, dont certains mécanismes (abrasion, fissuration, écaillage) ont été évoqués dans les paragraphes précédents.

1.5 Tenue des revêtements DLC

L'analyse de la tenue des revêtements DLC correspond à l'analyse de leurs mécanismes de dégradation et de leur évolution dans le temps. De la même manière que leurs performances tribologiques, leur tenue dépend fortement de leur épaisseur, de leur microstructure, de la qualité de leur liaison avec le substrat et des sollicitations qui leur sont imposées, mécaniques et environnementales. Ces comportements sont classés ici par mécanisme d'usure ou d'endommagement.

Nous désignerons par usure les phénomènes de dégradation de surface sous l'action mécanique du milieu extérieur. Ces dégradations se manifestent par une modification de la topographie de surface et par une perte progressive de matière. Les mécanismes d'abrasion, d'adhésion et d'usure tribochimique sont ainsi associés à un mécanisme d'usure. L'usure peut alors être quantifiée par un volume usé (volume de matière perdue) ou par un taux d'usure (volume de matière perdue par unité de temps).

L'endommagement désigne une dégradation des propriétés mécaniques du matériau, au sens large du terme. L'usure est donc un cas particulier d'endommagement, où un revêtement complètement usé correspond à un endommagement maximal. Les mécanismes de graphitisation et de (micro-)fissuration, pouvant conduire à la formation d'écailles, sont associés à un mécanisme d'endommagement. La quantification d'un niveau d'endommagement est délicat, étant donné qu'il n'est pas toujours mesurable et que sa conséquence est souvent brutale. Il est généralement normalisé entre 0 et 1 (0 pour un endommagement nul, 1 pour un endommagement critique). La frontière entre usure et endommagement est évidemment sujette à débat car fonction des

échelles d'observations. Par exemple, la production d'écailles de taille macroscopique à la suite d'un endommagement critique microscopique est associée à de l'usure, car synonyme d'une perte de matière.

Dans ce qui suit, nous nous attacherons à lister et à caractériser les différents mécanismes de dégradation des DLC, indépendamment des systèmes sur lesquels ils sont appliqués. Un tel inventaire est indispensable pour orienter, par la suite, l'analyse des composants MCI revêtus.

1.5.1 Abrasion, adhésion, graphitisation

L'abrasion désigne l'arrachement de matière induit par la pénétration d'un matériau dur dans une surface plus tendre. Elle peut s'effectuer entre deux surfaces en contact (abrasion à deux corps) ou entre deux surfaces en contact et des débris à l'interface (abrasion à trois corps). En fonction de sa sévérité, l'usure abrasive se manifeste par des stries, des incisions ou des creusement (fig.1.18(a)). L'usure adhésive résulte quant à elle de micro-soudures et de transfert de matière entre les aspérités des surfaces en contact. Ces micro-soudures sont favorisées, entre autre, par la hausse de températures locales (les températures flash) issue du frottement direct entre aspérités. Le mécanisme d'adhésion se manifeste par la présence d'éraflures ou de rayures et par le transfert du matériau d'une surface sur la surface antagoniste (fig.1.18(b)). Ce transfert est identifiable par analyse de la composition chimique des surfaces usées. Sous condition de contact glissant sec, l'usure abrasive et l'usure adhésive sont les usures les plus communément observées, que les solides soient revêtus ou non.

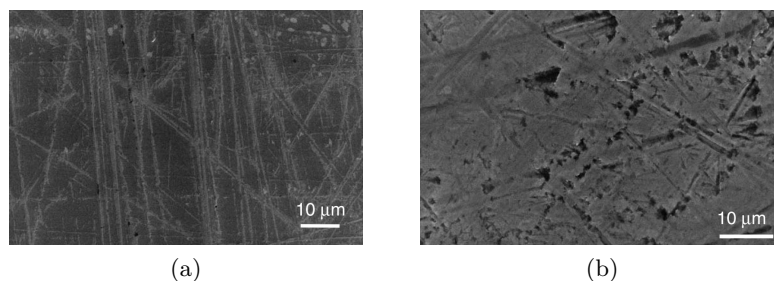


Figure 1.18 – Illustration optique des mécanismes d'abrasion et d'adhésion. (a) Abrasion d'un revêtement DLC dopé au silicium et (b) adhésion des débris d'usure sur la surface d'un DLC dopé au titane [65].

Dans le cas des DLC, un mécanisme complémentaire, généralement nommé "graphitisation", apparaît. Les DLC étant une forme thermodynamiquement métastable du carbone, quand la température croît, une transformation graduelle d'un état amorphe à un état ordonné ou graphitique est observée [66–68]. Dans le cas des a-C :H, cette graphitisation est accompagnée d'une désorption de l'hydrogène. Quand une température seuil est dépassée (notamment via les températures flash), la surface du dépôt se transforme en cristallites de graphite, dû à la déshydrogénation des a-C :H. La stabilité thermique des a-C :H est bonne jusqu'à environ 400°C [69, 70] et celle des ta-C (qui ne contiennent pas d'hydrogène) jusqu'à environ 600°C. Cette stabilité thermique diminue avec le taux de carbone sp³. La graphitisation fragilise mécaniquement le dépôt et favorise ainsi son usure abrasive. Haque a proposé une expression analytique

pour décrire ce processus [71], dans laquelle la température critique décroît avec l'augmentation de la pression appliquée. Le mécanisme de graphitisation s'identifie par l'analyse chimique des surfaces usées (fig.1.19).

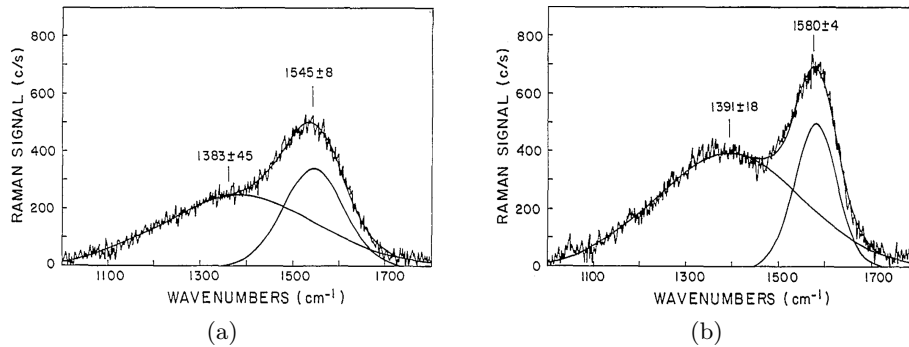


Figure 1.19 – Exemple de spectre Raman d'un DLC. (a) Avant essai et (b) après essai avec graphitisation [67].

La graphitisation est la source principale de réduction des frottements dans le cas de contacts secs DLC / acier, car elle contribue fortement à la formation de la couche de transfert qui se développe sur les surfaces en contact [72]. En condition de contact lubrifié, les contacts directs sont limités, bien que des phases transitoires avec rupture de film d'huile peuvent apparaître. Les mécanismes d'abrasion, d'adhésion et de graphitisation y sont ainsi fortement réduits.

1.5.2 Usure tribochimique

En présence de lubrifiant et comme évoqué en section 1.3.4, les additifs peuvent interagir avec les DLC. Cette interaction dépend évidemment de la nature des additifs, de celle du DLC et des conditions de contact. La grande sensibilité des DLC aux additifs anti-usure et modificateur de friction est par exemple mise en avant dans [71]. Sous conditions d'essais similaires où seul le lubrifiant varie, trois cinétiques d'usure du DLC sont observées : un polissage pure (taux d'usure extrêmement faible), un polissage suivi de délaminage irrégulier et un polissage suivi de délaminage généralisé (disparition totale du revêtement). Ces différences de comportement sont corrélées à l'activation (ou la non activation) de tribofilms protecteurs.

À la perte potentielle de fonction des additifs s'ajoute un possible processus d'usure tribochimique induisant une augmentation drastique du taux d'usure global des DLC. Observés sur des contacts DLC hydrogéné / acier, plusieurs travaux pointent les effets du modificateur de friction de type molybdenum-dithiocarbamates (MoDTC) pour expliquer ce phénomène [71, 73]. Shinyoshi [74] a ainsi proposé le mécanisme de réaction suivant : lors la phase de glissement, le MoDTC se décompose en MoS₂ et en Mo-oxyde, dont le MoO₃ (trioxyde de molybdène) et conduit à la formation d'un tribofilms à la surface du composant acier non revêtu (fig.1.20(a)). Le MoO₃ possède une structure cristalline, quand le MoS₂ se présente sous forme de feuillets (plans d'atomes de molybdène entre des plans d'atomes de soufre) où les liaisons interplans sont faibles. Un tribofilms composé de MoS₂ possède alors une résistance au cisaillement très faible menant à de faibles coefficients de frottement. À l'inverse, un tribofilms composé de MoO₃ mène

à des coefficients de frottement élevés [31]. Le rapport MoS_2 / Mo-oxyde est donc couramment utilisé pour expliquer les valeurs de frottement observés [75].

En parallèle de la décomposition du MoDTC, les températures flash et sollicitations élevées induites par les contacts entre aspérités entraînent une graphitisation locale du DLC et une désorption d'hydrogène ((fig.1.20(b)). Les liaisons pendantes réagissent alors avec le MoO_3 qui oxyde le DLC et réduit sa dureté (fig.1.20(c)). La sensibilité du DLC à l'abrasion (et donc aux débris d'usure par exemple) devient importante, avec par conséquent une augmentation significative de son taux d'usure (fig.1.20(d)). Il est toutefois soulevé dans [73] que l'origine tribochimique de l'antagonisme DLC - MoO_3 n'est pas la seule explication. L'abrasion du DLC par les particules de MoO_3 participe également de manière non négligeable aux forts taux d'usure mesurés. La quantification de la contribution de chaque mécanisme n'a pas encore été rapportée.

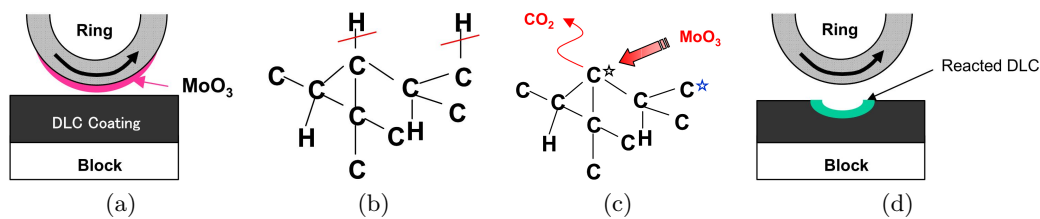


Figure 1.20 – Illustration de la réaction tribochimique entre DLC et MoDTC. (a) Formation d'un tribofilme par décomposition du MoDTC en MoO_3 , (b) désorption d'hydrogène en surface de DLC et création de liaisons pendantes, (c) réaction des liaisons pendantes avec le MoO_3 et (d) augmentation du taux d'usure du DLC [67].

D'après [40], l'interaction entre MoDTC et DLC est également observable dans le cas de contact DLC / DLC et semble plus active dans le cas de DLC hydrogénés. L'étude ne mentionne cependant pas les taux d'usure observés. D'autre part, il est montré que la température joue un rôle majeur dans l'activation et donc la sévérité du processus d'usure tribochimique. Le MoDTC serait peu efficace en dessous de 120°C et atteint son efficacité maximale à partir de 130°C [31]. Dans [76], des essais à différentes températures montrent que les effets des additifs sont négligeables à température ambiante et que l'usure observée est due à des mécanismes purement mécaniques. Les propriétés tribologiques sont par contre affectées lors des essais à 80°C et 150°C .

Aujourd'hui, le choix d'un lubrifiant s'effectue en réalisant des essais successifs jusqu'à trouver un compromis admissible entre taux d'usure du DLC et PMF du système global. Le problème de l'usure tribochimique est que les additifs qui en sont responsables sont essentiels aux autres contacts existant au sein du MCI. Jusqu'alors optimisés pour des contacts acier / acier, la conception de lubrifiants optimisés pour des contacts avec revêtement DLC nécessite donc des travaux complémentaires.

L'usure d'un revêtement en environnement lubrifié est ainsi le résultat de plusieurs mécanismes, mécaniques et chimiques, agissant simultanément. L'analyse post-essai ne permet pas de quantifier la part de chaque processus. Par conséquent, il est d'usage de calculer un taux d'usure global intégrant sans distinction les mécanismes d'abrasion, d'adhésion et d'usure tribochimique.

1.5.3 Rupture par fissuration

La rupture du revêtement par fissuration englobe les modes de rupture adhésive, cohésive et à cœur. Dans ce qui suit, la rupture adhésive désigne l'initiation et la propagation de fissures à l'interface DLC - couche d'adhésion, couche d'adhésion - substrat (fig.1.21(a)) ou DLC - substrat dans le cas où il n'y a pas de couche d'adhésion (fig.1.21(b)). La rupture cohésive désigne quant à elle un processus de fissuration au sein de la couche d'adhésion (fig.1.21(c)). Les ruptures adhésives et cohésives sont regroupées sous le terme de "délaminage" du revêtement. Enfin, la rupture à cœur correspond à l'initiation et à la propagation de fissures dans le revêtement (fig.1.21(d)).

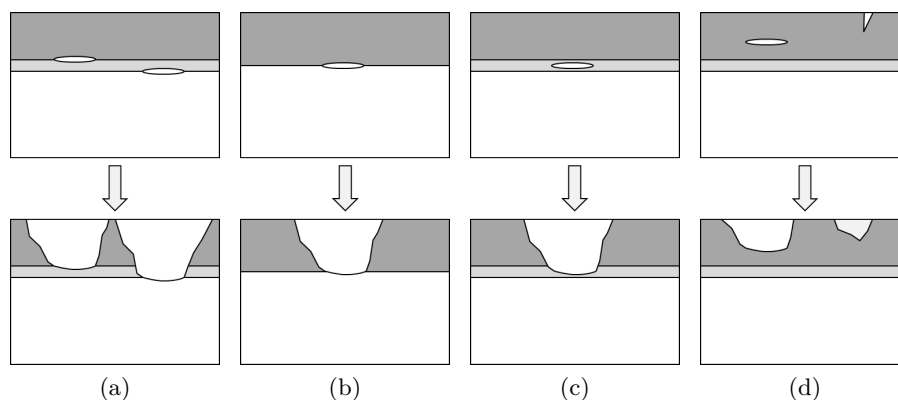


Figure 1.21 – Illustration des modes de rupture du DLC. (a) Rupture adhésive avec couche d'adhésion, (b) rupture adhésive sans couche d'adhésion, (c) rupture cohésive et (d) rupture à cœur.

La différence fondamentale entre ces modes tient dans la localisation de la zone d'initiation de fissure. Ils conduisent tous à l'écaillage du revêtement : une perte de matière non homogène par formation d'écailles de dimensions plus ou moins importantes en fonction du chargement appliqué et de la résistance (au sens large) du revêtement.

Toutes les sollicitations induites par un contact entre deux surfaces peuvent mener à la formation de fissures. Nous pouvons d'une part lister les sollicitations cycliques comme les impacts, le fretting, les grands glissements et le roulement / glissement. D'autre part nous trouvons les sollicitations ponctuelles impliquant une rupture instantanée comme les scratches et les indentations. Sources de très nombreux travaux, ces dernières sont utilisées principalement pour la caractérisation des revêtements et ont été précisées dans les sections 1.4.4 et 1.4.5.

Du point de vue des sollicitations cycliques, les écailles observées sont généralement incluses dans l'usure globale des DLC, l'analyse fine de leur origine étant complexe voire impossible sans observations in-situ. Des situations d'écaillage (ou de délaminage, selon le vocabulaire utilisé par l'auteur) sont par exemples mis en avant dans le cas d'essais d'impact-usure par Lawes [77] (fig.1.21(a)) et d'essais de glissement alternatif par Haque [71] (fig.1.21(b)).

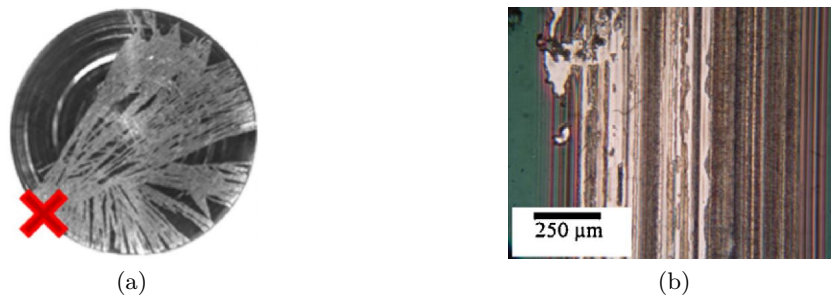


Figure 1.22 – Exemples de situations d'écaillage. (a) Essai d'impact-usure [77] et (b) essai de glissement alternatif [71].

Des analyses plus avancées sont toutefois apportées par Ledrappier [41] et Abdollah [78] dans le cas d'impacts cycliques. En tant que revêtement fin, le DLC transmet l'intégralité des contraintes générées par l'impact au substrat. Ductile, ce dernier subit de fortes déformations plastiques que le revêtement, dur et au comportement assimilé fragile, ne peut suivre autrement qu'en développant un réseau de fissures radiales. Les fissures radiales ont pour origine des fissures qui s'initient à l'interface DLC / substrat et se propagent verticalement dans le revêtement jusqu'à la surface. Dans [41], ce mécanisme est identifié comme étant un mécanisme de fatigue superficielle où l'initiation de fissure est la conséquence d'un défaut d'adhérence local se développant progressivement sous l'action des chocs répétés. La bifurcation et propagation vers la surface est le résultat du flambement du revêtement lorsque la zone fissurée atteint une taille critique. Le flambement n'est cependant pas systématique et un réseau de cloques isolées et stable peut être observé lors d'essais interrompus (fig.1.23).

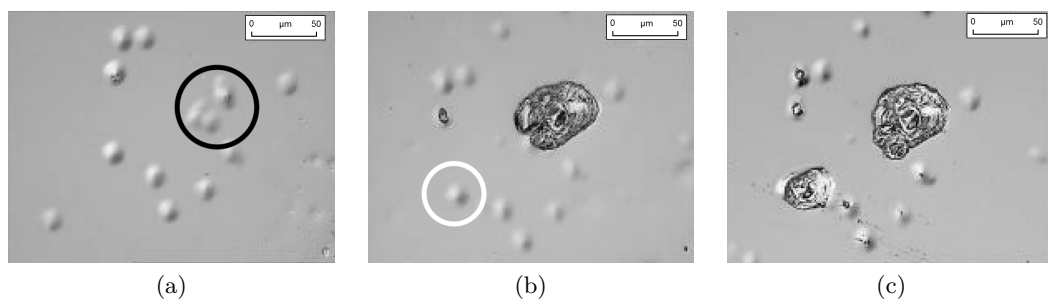


Figure 1.23 – Dégénérescence d'un groupe de cloques en écailles lors d'essais d'impacts cycliques sur DLC. (a) 2.10^6 impacts, (b) 3.10^6 impacts, (c) 7.10^6 impacts [41].

La production d'écailles peut également être spontanée. Autrement dit, des fissures peuvent apparaître et se propager spontanément à l'interface et dans le revêtement, hors des zones de sollicitations. Ce mécanisme a été observé par Wang [79], où l'initiation des fissures s'effectue au niveau des imperfections du substrat, créées par exemple lors de son usinage ou de sa rectification (fig.1.24(a)). La propagation est favorisée par les fortes contraintes résiduelles de compression dans le revêtement. Un comportement similaire a été analysé par Moon [80] dans le cas de DLC sur verre (fig.1.24(b-c)). Les flambements observés y ont pour origines les contraintes résiduelles dans le revêtement, la faible adhésion du revêtement sur le substrat et la présence

d'imperfections à l'interface DLC / substrat. Les travaux analytiques de He [81] portant sur l'effet de la morphologie sur la décohésion de dépôts fins en compression mettent en avant ces dépendances.

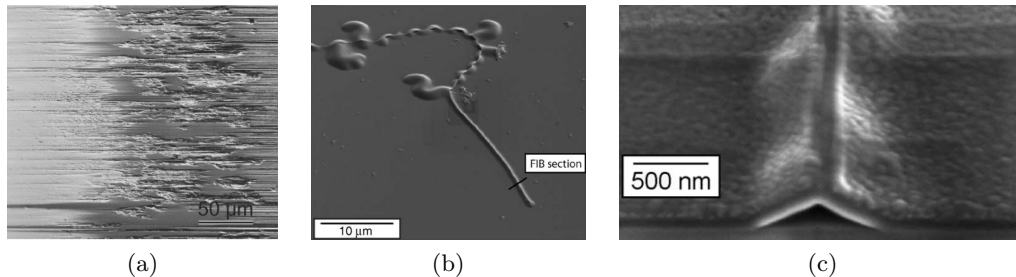


Figure 1.24 – Illustration de rupture par fissuration spontanée. (a) D'un DLC sur un substrat acier lors d'un essai d'usure, hors de la zone de sollicitation [79] et (b-c) d'un DLC sur un substrat en verre, sans sollicitation [80].

Au bilan, nous constatons que les mécanismes de dégradation qui pilotent la durée de vie des DLC sont multiples et peuvent être d'origine mécanique ou tribochimique. Dans l'idéal, ils sont à relier d'une part aux sollicitations rencontrées et d'autre part aux propriétés des DLC. Sur ce dernier point, il est courant de corrélérer la dureté à la résistance à l'abrasion, le ratio sp^2/sp^3 et la teneur en hydrogène à l'interaction avec les lubrifiants et donc à l'usure tribochimique, la ténacité, les couches constitutives et les contraintes résiduelles à la résistance à la fissuration et enfin l'adhérence à la rupture adhésive.

En définitive, de cette variété de comportement et de cette nécessité de corrélation résulte un besoin de modélisation spécifique à chaque condition de contact et à chaque endommagement.

1.6 Modélisation du contact et de l'usure : état de l'art

Nous nous intéressons donc à présent aux outils et méthodes qui permettent d'une part d'obtenir l'état mécanique du système et d'autre part de le relier à sa durée de vie sous sollicitation. Le "système" fait ici référence aux deux corps en contact et à leur interface. L'"état mécanique", ou "état local", aux contraintes et déformations qu'ils subissent. Dans notre cas, au moins un des deux corps est revêtu et l'interface peut être sèche, lubrifiée, avec ou sans éléments polluants (débris, particules, etc...). Ces différentes conditions de contact sont illustrées en figure 1.25.

Comme suggéré ci-dessus, nous procéderons en deux temps. Nous nous concentrerons tout d'abord sur l'aspect état local du système, pour ensuite aborder celui de la durée de vie.

Les méthodes développées dans la littérature pour estimer l'état local dépendent des conditions de contact. Les sections suivantes présentent quelques unes de ces méthodes, classées suivant la présence ou non de lubrifiant, et les hypothèses sur lesquelles elles se fondent. Si l'ensemble est loin d'être exhaustif, il permet de se faire une idée des solutions disponibles à ce jour. Les exploitations qui en sont faites et les analyses qui en découlent seront abordées quand nécessaire dans les chapitres suivants.

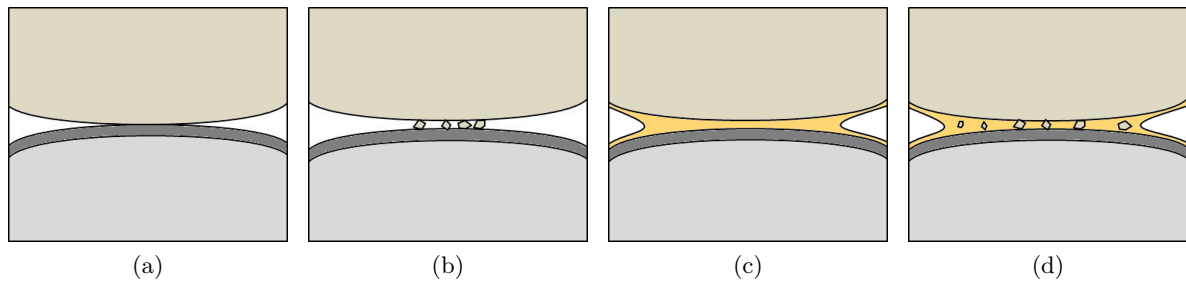


Figure 1.25 – Illustration de quelques systèmes rencontrés au sein des MCI. (a) Contact sec non pollué, (b) contact sec pollué, (c) contact lubrifié non pollué et (d) contact lubrifié pollué.

1.6.1 Modélisation d'un contact sec

Cette section s'attache à présenter les solutions disponibles associées aux cas (a) et (b) de la figure 1.25. Dans les approches analytiques sont classées les méthodes qui permettent le calcul de l'état mécanique d'un système sans avoir recours aux techniques de discrétisation (en temps ou en espace). Les approches numériques, par complémentarité, regroupent celles dont l'état mécanique est obtenu par discrétisation du système.

Approches analytiques

Considérons dans un premier temps le cas idéal, celui d'un contact statique entre deux solides elliptiques élastiques isotropes homogènes non conformes, non revêtus, parfaitement lisses, sans frottement et dont l'interface est non polluée (fig.1.26(a)). Ce problème a été résolu analytiquement par Hertz [82]. La théorie de Hertz (voir annexe C) montre que le contact est elliptique, que la pression de contact est parabolique et que leurs valeurs caractéristiques peuvent être exprimées en fonction des géométries, des matériaux et du chargement (fig.1.26(b-c)).

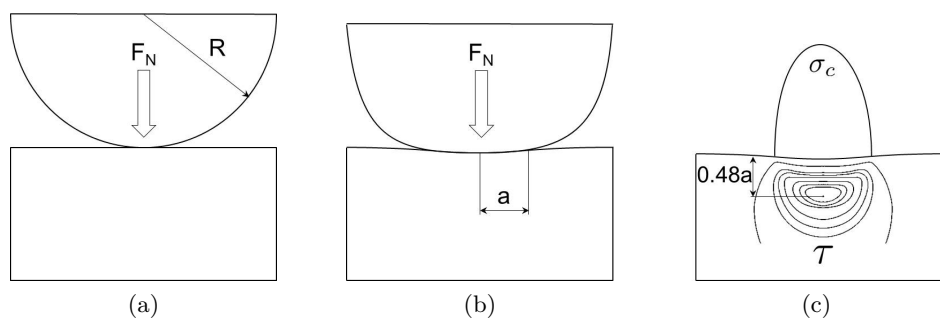


Figure 1.26 – Illustration d'un contact circulaire et variables caractéristiques associées. (a) Géométrie initiale, (b) géométrie déformée et (c) pression de contact σ_c et cisaillement τ dans le corps inférieur.

Tant que le contact réel à étudier ne s'éloigne pas démesurément d'un contact idéal, les formules de Hertz sont des outils privilégiés pour obtenir l'état local du système. Les progrès dans la mécanique du contact ont toutefois permis de lever un certain nombre de restrictions de la

théorie initiale pour aboutir à des modèles plus avancés décrits notamment dans l'ouvrage de Johnson [83] et dans celui de Matthews et Holmberg [7]. Il est ainsi question d'expressions intégrant un comportement anélastique, la présence d'un revêtement, le frottement, le roulement, le glissement ou la rugosité des surfaces. Malheureusement, ces intégrations sont exclusives (pas de modèle de contact glissant avec revêtement rugueux et comportement anélastique par exemple) et conduisent en majorité à des solutions mathématiquement complexes à traiter. De plus, la plupart des modèles n'ont été que partiellement validé par comparaison avec l'expérience.

Lorsque l'épaisseur du revêtement est très petite devant la dimension de la zone de contact, les déformations des corps dépendent exclusivement des propriétés mécaniques du substrat. Autrement dit, la déformation du revêtement est imposée par celle du substrat (sous hypothèse d'adhérence parfaite) et peut donc être calculée en utilisant la théorie de Hertz pour les solides homogènes. La contrainte dans le revêtement est directement reliée à sa déformation par la loi de Hooke (eq.1.2) :

$$\begin{pmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1-\nu & \nu & \nu \\ \nu & 1-\nu & \nu \\ \nu & \nu & 1-\nu \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \end{pmatrix} \text{ et } \tau_{ij} = \frac{E}{(1+\nu)} \gamma_{ij} \quad (1.2)$$

avec :

- σ, ϵ : composantes de traction / compression,
- τ, γ : composantes de cisaillement.

Dans l'hypothèse d'un coefficient de Poisson constant et égal pour les deux matériaux, la loi de Hooke simplifiée devient (eq.1.3) :

$$\sigma_r = \frac{E_r}{E_s} \sigma_s \quad (1.3)$$

où l'indice "r" se réfère aux variables du revêtement, "s" à celles du substrat.

Les différences de propriétés mécaniques peuvent donc être à l'origine d'un cisaillement de l'interface dépôt / substrat et y favoriser l'initiation et la propagation de fissure. D'autre part, bien que ce cas de figure puisse être représentatif du contact à l'échelle macroscopique, il ne permet pas d'analyser l'effet de la rugosité dans le cas où ses dimensions sont du même ordre de grandeur que celle du dépôt.

Approches numériques

Lorsque les conditions de contact sont hors des domaines d'application des approches analytiques, le recours aux méthodes numériques s'impose. À ce titre, la méthode des éléments finis (EF) est la plus répandue et son utilisation dans le cadre d'un problème de contact est décrite dans la thèse de Herisson [84] portant sur le développement d'une méthode de dimensionnement pour systèmes de transmission.

Parmi les nombreux travaux exploitant les éléments finis, nous pouvons citer en exemples ceux de Peng [85] et Cai [86] sur le contact rugueux de surfaces revêtues avec comportement élasto-plastique, de Sen [87] sur les contraintes résiduelles après indentation de surface revêtue, de Zhang [88] sur l'influence de l'épaisseur et du nombre de couches constitutives d'un revêtement sur sa réponse au contact (fig.1.27) et enfin de Basseville [89] sur la simulation de contact avec débris en sollicitation de fretting.

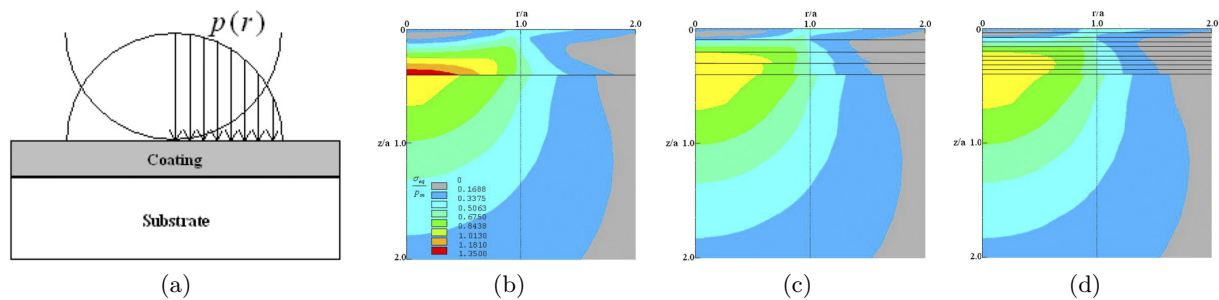


Figure 1.27 – Illustration de l'influence du nombre de couches sur la réponse d'un revêtement [88]. (a) Système considéré, (b) contrainte de Von Mises dans l'épaisseur avec 1 couche, (c) 4 couches et (d) 10 couches.

Au-delà de leur intérêt certain, il est important de rappeler quelques limites des approches numériques. La première (que l'approche soit analytique ou numérique) est que les modèles ont besoin d'être alimentés en données, dont celles relatives aux propriétés et au comportement des matériaux. Or nous avons montré dans la section 1.4 que la caractérisation des revêtements DLC ne donne accès qu'à un nombre limité de valeurs et que la plupart doivent être vues comme des valeurs homogénéisées. Il existe donc d'emblée une certaine simplification des modèles imposée par la connaissance que nous avons du matériau. Cette remarque s'applique également au matériau du substrat, à celui de l'antagoniste et au lubrifiant.

La seconde limite concerne évidemment les temps de calcul, qui doivent être acceptables. Conditionnés en grande partie par le nombre d'éléments du modèle, ils imposent un compromis entre finesse de discrétisation et erreur acceptable. D'autre part, pour limiter le nombre d'éléments, il est courant de considérer des surfaces lisses et des interfaces parfaites (pas de reproduction des défauts de surface et/ou d'interface) ou de faire des hypothèses sur l'état mécanique du système (2D en déformation plane dans le cas d'un contact cylindre / plan par exemple).

Par corolaire, les contraintes de discrétisation et de temps de calcul impliquent que, généralement, seule une portion du système est modélisée (typiquement, la zone de contact et son environnement proche). Cette restriction pose alors la question du chargement et des conditions aux limites à imposer et de leur représentativité par rapport au système complet, dont il faut s'assurer.

1.6.2 Modélisation d'un contact lubrifié

La prise en compte du lubrifiant devient nécessaire lorsque ce dernier supporte tout ou partie des efforts de contact et où la répartition de pression peut fortement différer de celle d'un contact statique. Dans le cas de la lubrification EHD, le contact peut être divisé en trois zones (fig.1.28). En entrée du contact, le lubrifiant subit une brusque montée en pression. Dans la zone centrale, les deux surfaces sont parallèles et séparées par un film de lubrifiant d'épaisseur constante. En sortie de contact, un bourrelet se forme et introduit un pic de pression dont l'amplitude dépend des conditions de fonctionnement. Ce pic de pression est accompagné d'une réduction d'épaisseur du film qui y atteint ici son minimum. De fait, c'est dans cette zone que les interactions entre aspérités sont les plus importantes.

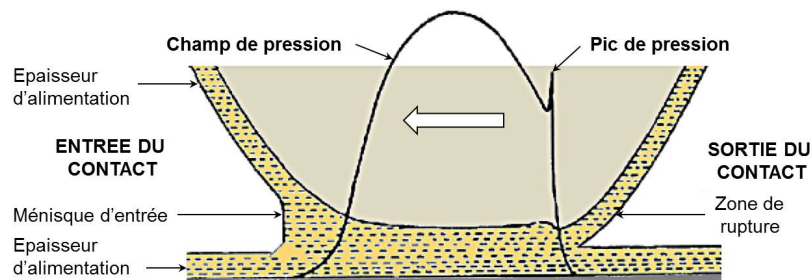


Figure 1.28 – Définition des zones d'un contact EHD et profil de pression caractéristique.

L'épaisseur de lubrifiant peut être évaluée à partir d'expressions approchées adaptées aux contacts ponctuels ou linéiques et qui retournent l'épaisseur centrale ou minimale du film de lubrifiant. De nombreux travaux s'y sont consacrés et diverses expressions ont été identifiées, fondées sur des résultats expérimentaux ou des simulations numériques. Le socle théorique et les outils de résolution sur lesquels ces simulations s'appuient sont explicités dans la thèse de Messé [90] qui s'est intéressé à l'analyse transitoire de la lubrification et du frottement dans un système de distribution automobile.

Parmi les expressions disponibles, nous retiendrons celles adaptées aux applications MCI. Sont ainsi retenues les expressions issues des travaux de Ertel et Grubin, de Dowson et Higginson, de Hamrock et Dowson, de Moes Venner [91], de Rahnejat [92] et de Haiqing [93]. Chacune d'entre elles, détaillée en annexe D, utilise trois paramètres principaux auxquels sont associés coefficients et exposants sous la forme de l'équation 1.4 :

$$h_l = f_l(G, U, W, \dots) \quad (1.4)$$

avec :

- h_l : l'épaisseur de film adimensionné,
- G : le paramètre matériau et/ou géométrique,
- U : le paramètre de vitesse,
- W : le paramètre de chargement.

Bien que relativement fiables sur des plages de paramètre données, ces expressions ne sont valables que pour des solides non revêtus aux surfaces lisses avec un fluide Newtonien et en régime stabilisé. Cependant, tout comme pour la théorie de Hertz, elles restent exploitables tant que les conditions de contact ne divergent pas trop de ces conditions idéales. Elles sont à ce titre essentielles pour identifier d'une part le régime de lubrification dans lequel se trouve le système et d'autre part les risques de rupture de film de lubrifiant.

À ce propos, Zhu [94] s'appuie sur une extension à des plages de paramètre plus larges de l'expression de Hamrock et Dowson pour mettre en avant trois mécanismes de rupture de film. Le premier est relatif à un seuil minimal de vitesse d'entraînement et de viscosité à partir duquel l'épaisseur de film diminue drastiquement. Ce seuil augmente avec le chargement et s'explique par un effet hydrodynamique qui devient insuffisant pour supporter la charge appliquée dans le contact. Ce mécanisme a pour corollaire la rupture du film lorsque le chargement devient trop élevé, avec un effet seuil similaire identifié. A contrario, le troisième mécanisme est plus graduel et correspond à la rupture du film par effet de rugosité, où l'augmentation de cette dernière tend à modifier le régime de lubrification (du régime EHD au régime mixte) avec l'apparition de multiples contacts entre aspérités. L'un des points clés mis en avant par l'auteur est que les expressions analytiques surestiment systématiquement l'épaisseur du film de lubrifiant dans les plages pour lesquelles elles n'ont pas été optimisées.

Pour toutes les configurations EHD incompatibles avec les expressions analytiques, des simulations numériques spécifiques doivent être développées. Lourdes à mettre en place et couteuses en temps, elles font encore l'objet de travaux d'optimisation [95]. Nous pouvons ici faire référence à la thèse de Chapkov [96] qui exploite ces simulations dans l'étude des contacts EHD lubrifiés avec un fluide non Newtonien, aux travaux de Fujino [97] sur la modélisation d'un contact ponctuel avec solide revêtu et à l'analyse transitoire de la lubrification de dentures de transmission par De la Cruz [98].

La modélisation d'un contact en régime de lubrification mixte est tout aussi complexe. Dans ce régime, la charge est répartie entre aspérités et lubrifiant et les contacts entre aspérités deviennent non négligeables. Seules des analyses numériques permettent de remonter à l'état local du système, dont un exemple se trouve dans l'étude de ce régime par Lorentz [99].

1.6.3 Usure et endommagement

La modélisation de l'usure et de l'endommagement des DLC a pour objectif de prédire leur tenue à partir des sollicitations qui leur sont imposées. Les lois ou critères à développer doivent alors faire le lien entre ces sollicitations et les mécanismes de dégradation. Or, dans le cas des DLC appliqués aux composants MCI, les sollicitations tout comme les mécanismes (analysés au chapitre 2) sont multiples. Il existe donc au moins autant de modèles que de couples identifiables. Cette richesse et diversité est révélée par l'analyse de la littérature. Nous dissociérons ici les modèles d'usure (associés à une perte de matière) et ceux associés à l'endommagement (associés à la modification des propriétés mécaniques et à la fissuration, sans perte de matière).

Considérons dans un premier temps les modèles d'usure et les travaux Meng et Ludema [100] qui ont analysé 5466 publications parues entre 1957 et 1992 et desquelles 182 lois d'usure ont été extraites. De ces travaux émergent plusieurs recommandations [101], dont la nécessité de définir les équations en terme de mécanismes physiques de frottement et d'usure (graphitisation, oxydation par exemple) en lieu et place de simples optimisations de courbes sur des points d'essais (taux d'usure en fonction de la température, de la vitesse et du chargement par exemple) afin de renforcer la généralité des modèles proposés.

Quoi qu'il en soit, la majorité des articles s'appuient sur deux approches : celle de la loi d'Archard [102] et celle des lois énergétiques, dont une synthèse peut être consultée dans [84]. Nous en introduirons ici les principes fondamentaux.

La loi d'Archard (eq.1.5) définit une relation de proportionnalité entre le volume usé V_u , l'effort normal au contact F_n , la longueur glissée L_g et la dureté du matériau H . Cette proportionnalité est ajustée par le paramètre k identifié expérimentalement. Extrêmement simple dans sa forme, cette loi est limitée par son caractère global et par le fait que le paramètre k n'est défini que pour un système donné (géométries, matériaux, chargement, environnement, etc...).

$$V_u = k \frac{F_n L_g}{H} \quad (1.5)$$

En face, les lois énergétiques (eq.1.6) introduites par Qiu [103] lient le volume usé V_u à l'énergie dissipée par frottement dans le contact E_d via un facteur de proportionnalité β , en partant du principe que l'usure est un phénomène dissipatif en soi. Plus objective que la loi d'Archard et plus simplement transposable à l'échelle locale, elle requiert également l'identification du paramètre β , spécifique à un système donné.

$$V_u = \beta E_d \text{ où } E_d = F_t L_g = \mu F_n L_g \quad (1.6)$$

Dans les deux cas, les paramètres k et β peuvent être délicats à identifier, notamment en raison de la faiblesse de leur valeur (ordre de grandeur jusqu'à 10^{-10} , voir le tableau 1.1). Dans le cas des approches énergétiques par exemple, la contribution de l'usure à l'énergie dissipée par frottement est très faible car l'essentiel est dissipé par voie thermique (dans un contact sec) ou par frottement visqueux (cisaillement du fluide dans un contact lubrifié).

Notons que le fait que les contacts au sein d'un MCI soient lubrifiés implique qu'une grande partie des modèles proposés, généralement dédiés aux contacts secs, sont non exploitables. Toutefois, les idées qui y sont développées méritent attention. Citons notamment les travaux de Siniawski [104] où est introduit une loi d'usure dérivée de la loi d'Archard dont la formulation autorise l'identification de ses paramètres dès les premiers cycles d'essai. Empirique, l'approche est néanmoins intéressante car elle réduit le temps requis pour les essais d'identification. D'après l'auteur, la formulation est adaptée à tout type de contact, sec, lubrifié, avec ou sans revêtement, pour tous matériaux, etc... et validée par application de la loi à une importante quantité de données issues de la littérature. L'aspect prédictif de cette approche est cependant à modérer. Dédiée à l'usure abrasive, elle ne peut tenir compte d'autres mécanismes que ceux agissant dès les premiers cycles, comme les cas de compétition entre usure en surface et rupture à l'interface. De plus, dans le cas d'un DLC multicouches, rien ne garantit que la cinétique d'usure, identifiée en surface, soit la même pour toutes les couches.

Une approche énergétique avec décomposition des termes dissipatifs (chaleur, usure et modification de matériau) a été proposée par Shakhvorostov [105], mais non développée à l'échelle locale. Celle dédiée au fretting proposée par Fouvry [106] est plus avancée. Intégrée dans un modèle éléments finis par formulation locale du problème, elle donne accès à l'évolution de l'usure (et donc de l'état mécanique du système) au cours des cycles. Un développement similaire a été publié par Stupkiewick [107] pour la prise en compte du troisième corps et par Steiner [108] pour une décomposition plus riche de l'énergie dissipée. Le modèle décompose en effet l'énergie dissipée par usure en plusieurs termes, dont un dédié à la graphitisation des DLC, un à l'oxydation de l'antagoniste en acier et un associé à l'évolution de la rugosité des surfaces.

D'autres travaux se proposent de considérer, dans le matériau et à chaque instant, une zone saine et une zone endommagée dont la frontière représente une surface de discontinuité. À partir d'une analyse thermodynamique, un potentiel de dissipation γ est défini et permet d'explicitier, in fine, les seuils et vitesses de propagation du front d'usure. Cette approche est exploitée pour la modélisation de l'usure abrasive à trois corps par Dragon-Louiset [109] et pour l'usure abrasive à deux corps dans le cas de matériaux à comportement hyperélastiques par Delattre [110].

Intéressons-nous à présent aux problématiques de fissuration des revêtements. En raison de leur finesse, il n'existe que peu de travaux relatifs à leur fissuration à cœur sous contact glissant. Dans ce cadre, notons tout de même les travaux de Mohd Tobi [111] sur l'analyse de fissures initiée en surface se propageant dans un revêtement épais. À l'inverse, l'analyse de la rupture de l'interface dépôt / substrat est plus riche. Dans la grande majorité des cas, elle fait appel aux éléments cohésifs [112, 113] dont un état de l'art a été proposé par Elices [114]. Dans un élément cohésif, une fissure s'initie par dépassement d'une contrainte ou d'un déplacement seuil et se propage en fonction d'un taux de restitution d'énergie jusqu'à rupture de l'élément. De l'initiation à la rupture, la propagation est représentée par un endommagement (entre 0 et 1) associé à une perte de raideur de l'élément. Encore une fois, l'exploitation de tels outils est souvent limitée par la connaissance des propriétés de l'interface. Les conclusions qui en résultent sont donc plus qualitatifs (pour la compréhension) que quantitatif (pour la prédiction).

Citons enfin quelques travaux qui se proposent de coupler usure en surface et rupture à l'interface. Ceux de Ireman [115] tout d'abord, avec une approche purement analytique et la définition d'un cadre théorique consistant mais peu exploitable en l'état. Ceux de McCook [116] ensuite, avec une approche plus empirique et une optimisation des lois à partir de résultats expérimentaux. L'auteur propose une démarche aisément généralisable à tout système revêtu obéissant à un tel couplage (fig.1.29).

Que ce soit pour la recherche de l'état local d'un système ou la prédiction de sa durée de vie, il existe donc de nombreuses solutions qui s'adaptent aux différents besoins. Ces solutions disposent d'éléments partagés (propriétés matériaux par exemple) et d'autres spécifiques (conditions de contact, physique à représenter). Elles ont en commun de permettre le dimensionnement et l'optimisation des systèmes qu'elles représentent.

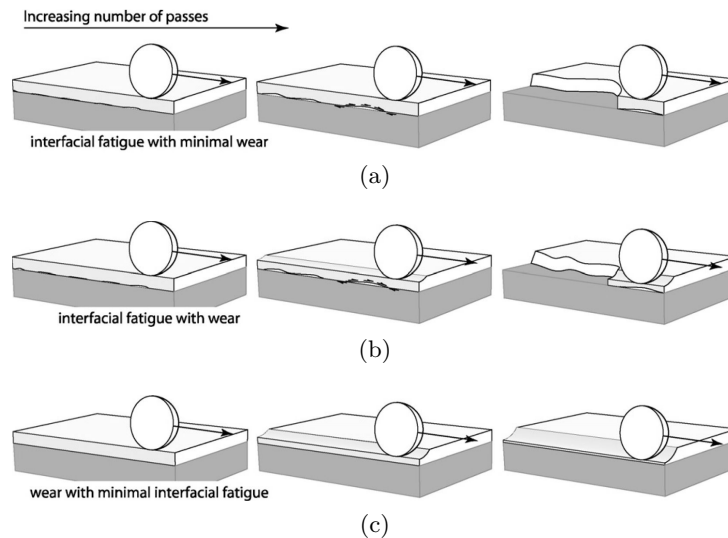


Figure 1.29 – Illustration de la compétition entre usure en surface et fatigue à l’interface d’un dépôt sous contact glissant [116]. (a) Fatigue interfaciale et usure minimale, (b) fatigue interfaciale et usure et (c) usure et fatigue interfaciale minimale.

1.7 Dimensionnement des revêtements DLC

Dimensionner un revêtement DLC revient à garantir sa fonction dans le temps. Le dimensionnement se fonde sur des choix qui doivent répondre à un certain nombre de critères, dont des critères fonctionnels : assurer un coefficient de frottement minimum, posséder une bonne adhérence, ne pas interagir avec le lubrifiant, etc..., le tout pendant un temps donné.

Dans le cas d’un DLC, cela ne consiste donc pas uniquement à définir son épaisseur, mais aussi à sélectionner son type (hydrogéné, non hydrogéné) et sa composition (structure, mono ou multicouches, dopé ou non dopé, avec ou sans couche d’adhérence).

Aujourd’hui, le choix d’un DLC repose sur une approche empirique comme la comparaison de résultats obtenus sur banc composants entre un système avec et sans revêtement (PMF, qualification du niveau d’usure). Ces comparaisons sont complétées par celles d’essais de caractérisation classiques (essais d’impact, scratch ou indentation).

Or les bancs composants, lourds et coûteux à mettre en place, sont d’avantage des outils de validation que des outils d’optimisation. Ils ont l’avantage d’être représentatifs du système sur lequel s’applique le DLC mais ne sont a priori disponibles qu’en fin de conception. De plus, sans modélisation du système et compréhension des mécanismes en jeu, les résultats observés sur ces bancs ont peu de chances d’être transposable à d’autres conditions d’essais. À contrario, les essais de caractérisation classiques sont disponibles à tout moment mais la question de leur représentativité vis-à-vis des sollicitations et dégradations des DLC en applications MCI se pose.

Le développement d’une méthode de dimensionnement plus générale pour DLC doit donc s’appuyer sur une approche mixte expérimentale / numérique. D’un point de vue méthodologique, il est intéressant de citer la méthode pas-à-pas décrite par Holmberg [117] pour l’optimisation de surface revêtue vis-à-vis de leur résistance à l’usure et illustrée en figure 1.30.

Les étapes clés de la méthode se généralisent de la façon suivante :

1. identifier l'échelle d'observation / de dimensionnement pertinente pour le contact à optimiser,
2. analyser les conditions de contact et relever les variables / paramètres supposés influants,
3. construire un modèle numérique du système en contact,
4. caractériser les matériaux pour en identifier les paramètres nécessaires au modèle,
5. effectuer les simulations et valider le modèle par comparaison avec l'expérience,
6. identifier les variables de contrainte, déformation ou énergie qui excèdent des seuils à partir desquels des dégradations du revêtement sont observées,
7. réaliser une étude paramétrique de ces variables pour mettre en avant leur poids respectifs et leurs interactions,
8. formuler une loi d'usure (ou d'endommagement) en prenant soin de définir ses limites et sa précision.

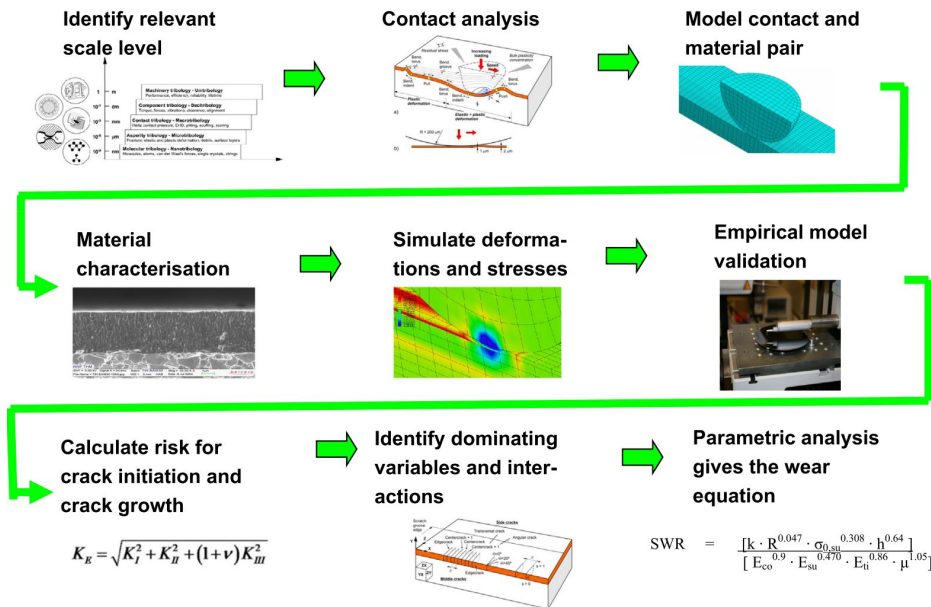


Figure 1.30 – Etapes nécessaire à l’optimisation de surface revêtue vis-à-vis de leur résistance à l’usure [117].

Comme le souligne l’auteur, un outil de dimensionnement développée à partir de ces étapes sera limité à un unique type de dégradation et peut retourner une durée de vie comme un risque (risque de rupture par exemple). La méthodologie proposée reste valable et peut être étendue autant que désiré, les limites étant principalement incluses dans les capacités de modélisation, de caractérisation ou d’essais.

1.8 Bilan et position de la présente étude

L'exploitation des DLC en application MCI soulève de nombreuses questions, dont les réponses constituent les objectifs de la présente thèse :

- Quels sont les mécanismes d'usure et d'endommagement des DLC et leurs couplages éventuels dans les conditions de sollicitations rencontrées dans les MCI? Quels sont les conditions favorables à leurs apparitions?
- Quels sont les propriétés mécaniques d'ordre 1 sur la durée de vie des DLC dans les applications MCI? Sont-elles différentes des propriétés identifiées classiquement aujourd'hui?
- Les essais de caractérisation traditionnels présentés dans la section 1.4 permettent de déterminer les propriétés générales des revêtements DLC et d'éliminer rapidement les dépôts de mauvaise qualité. Ces essais de caractérisation sont-ils les plus pertinents vis-à-vis des applications MCI? Existe-il un ou plusieurs protocole(s) d'essais permettant de qualifier les différents dépôts et de les classer en terme de performance, de manière plus rapide et moins couteuse que des essais sur bancs composants, tout en étant plus représentatif des conditions de sollicitation des MCI que les essais traditionnels?
- Estimer la durée de vie des DLC ou simuler leur dégradation dès les premières phases de conception permet d'optimiser les systèmes tribologiques. Ces optimisations peuvent porter notamment sur les géométries (et/ou les sollicitations) à DLC donné ou sur le choix du DLC à géométrie (et/ou sollicitation) donnée. Est-il possible de développer un tel outil de simulation qui soit adapté aux applications MCI?

L'analyse de la littérature a mis en avant la diversité des propriétés des DLC et leurs influences sur leur comportement tribologique. En fonction des applications, les modes de dégradation des DLC peuvent être multiples et les couplages non négligeables, avec une compétition possible entre usure en surface et rupture à l'interface. De nombreux outils analytiques comme numériques sont disponibles afin d'estimer l'état local du système en contact et de le relier à la tenue du revêtement. Le choix de leur exploitation dépendra donc fortement des conditions de contact rencontrées.

Les chapitres suivants couvriront ainsi de nombreux aspects, de l'analyse des composants MCI revêtus à la création d'outils pour la simulation de l'usure, en passant par la définition, la réalisation et l'exploitation de protocoles d'essais simplifiés. Comme suggéré dans les paragraphes précédents, le premier d'entre eux correspond à la mise en évidence de l'ensemble des modes de dégradation des revêtements DLC et à leurs couplages éventuels dans les conditions de sollicitations rencontrées dans les MCI. De ces analyses résulteront les axes à explorer et les modèles à privilégier afin de répondre aux questions posées.

Usure et endommagement des DLC sur applications MCI

Sommaire

2.1	Conditions de contact des DLC en application MCI	34
2.2	Premières constatations expérimentales	42
2.3	Expertise approfondie des DLC appliqués sur système came-poussoir .	46
2.4	Bilan	52

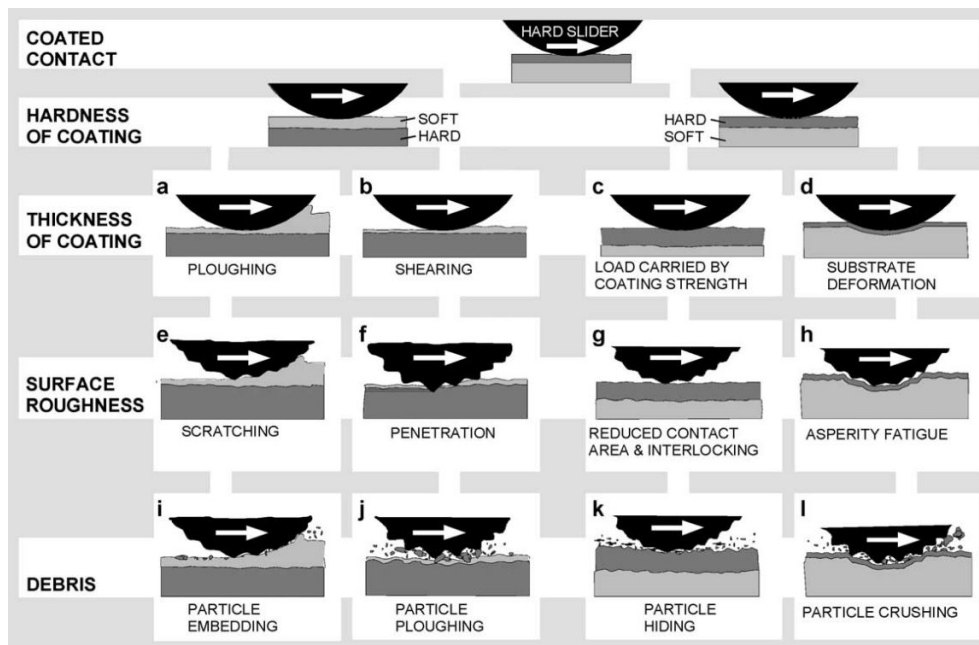


Figure 2.1 – Illustration de la variété de conditions de contact macromécaniques pouvant apparaître avec un solide revêtu et qui influencent la réponse tribologique du système [118].

Sur la figure précédente (fig.2.1) est mis en avant le lien direct de causalité entre conditions de contact et réponse tribologique. Ce simple exemple d'une sphère dure glissant sur un substrat revêtu montre qu'identifier les causes (solllicitations, environnement, couplage) responsable des effets observés (usure et endommagement) peut être particulièrement complexe voire inenvisageable sans connaissance fine du système.

L'analyse des mécanismes de dégradation des DLC sur les composants MCI qui fait l'objet de ce chapitre sera donc précédée par une analyse générale des systèmes concernés, dans le but notamment d'en identifier les conditions de contact et d'en extraire les solllicitations.

2.1 Conditions de contact des DLC en application MCI

Les termes de "conditions de contact" et de "sollcitation", fréquemment utilisés jusqu'à présent, nécessitent d'être précisés. Les solllicitations font ici référence aux chargements mécaniques et thermiques qui agissent sur le système. Les conditions de contact, terme plus général, englobent les solllicitations, les géométries des corps, leur état de surface, leur interface et l'environnement.

Comme indiqué en section 1.2, les composants MCI qui exploitent les propriétés tribologiques des DLC sont principalement les segments de piston, les axes de piston et les systèmes came-poussoir.

2.1.1 Segments de piston

Description de principe

Les segments font partie de l'ensemble segment-piston-chemise (SPC), illustré en figure 2.2(a), qui est au cœur du fonctionnement du MCI. Généralement au nombre de trois par chemise, ils forment un joint dynamique entre la chambre de combustion et le carter moteur. Leur rôle est d'une part d'empêcher le passage des gaz de la chambre de combustion au bas carter et d'autre part, de limiter le passage d'huile moteur du carter vers la chambre de combustion. Cette limitation ne doit toutefois pas détériorer la lubrification du contact segment / chemise.

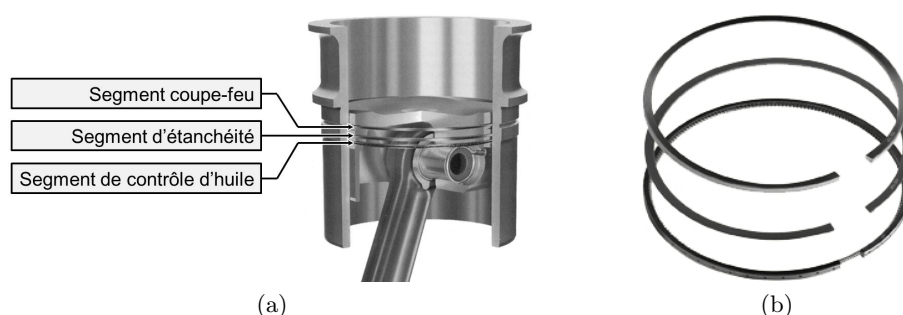


Figure 2.2 – Illustration (a) du système SPC et (b) des segments qui le compose.

Chaque segment possède une fonction spécifique. En haut, le segment coupe-feu assure l'essentiel de l'étanchéité entre la chambre de combustion et le carter. Il est soumis à des températures élevées (300°C à 400°C) et à des pressions importantes lors de la combustion. En bas, le segment de contrôle d'huile régule l'épaisseur de lubrifiant sur la chemise. Au milieu, le segment d'étanchéité complète l'étanchéité des gaz et assure le raclage de l'huile vers le bas carter. Son rôle est de compléter l'action des deux autres segments. Pour assurer leur montage, les segments sont sectionnés (fig.2.2(b)). Cela implique un jeu à la coupe qui doit être le plus petit possible pour limiter le passage des gaz et de l'huile.

Les revêtements DLC sont appliqués sur le segment coupe-feu uniquement. Géométriquement parlant, le segment coupe-feu possède une forme de tore dont la face en contact est généralement de type parabolique. Le diamètre du segment est de l'ordre de la dizaine de centimètres quand son épaisseur est de quelques millimètres. Le contact segment / chemise est donc assimilable à un contact linéique cylindre / plan (fig.2.3).

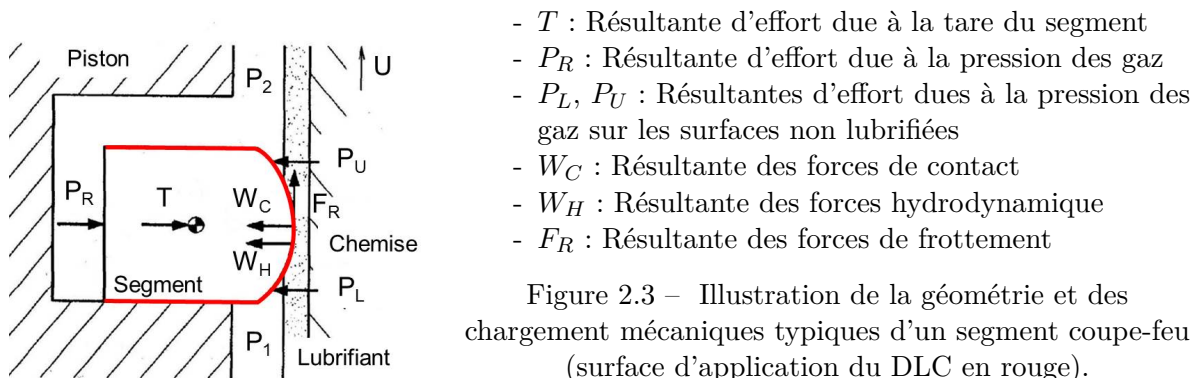


Figure 2.3 – Illustration de la géométrie et des chargements mécaniques typiques d'un segment coupe-feu (surface d'application du DLC en rouge).

Phases de fonctionnement et sollicitations associées

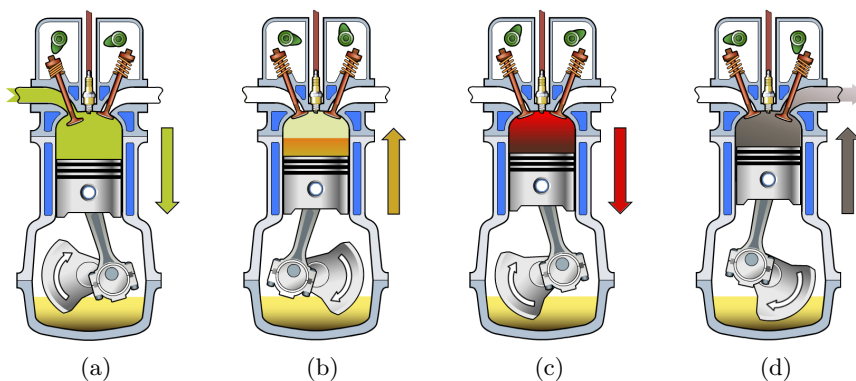


Figure 2.4 – Cycle de fonctionnement d'un moteur 4 temps. (a) Admission, (b) compression, (c) explosion et détente et (d) échappement.

L'ensemble SPC et ses phases de fonctionnement ont été étudiés par Organisciak [119] dans le cadre de l'optimisation de la microgéométrie des chemises de MCI. Nous en synthétiserons ici les grandes lignes.

Les MCI automobiles, qu'ils soient diesel ou essence, fonctionnent sur un cycle de 4 temps illustré en figure 2.4. L'effet combiné du mouvement global, des pressions des gaz, de l'inertie et des jeux piston / chemise et segment / gorge conduit à une dynamique et à des mouvements complexes des segments dans leur gorge.

Le chargement est de type glissement linéaire alternatif, avec des composantes de rotation dues au jeu et à la rotation du segment dans sa gorge. La lubrification, non uniforme sur la circonférence de la chemise, est généralement assurée par les projections induites par le barbotage du vilebrequin (une partie du volume du vilebrequin est immergée dans l'huile et sa rotation génère une projection quasi constante d'huile sur tous les composants environnants). Les vitesses de glissement (de 0 aux points de rebroussement à une dizaine de m/s) et les faibles pressions de contact (de l'ordre d'une dizaine de MPa en moyenne) impliquent un fonctionnement moyen en régime hydrodynamique.

Trois phases sont néanmoins à distinguer, fonction du cycle du MCI. La première intervient lorsque le piston est autour du point mort haut, entre la fin de la phase de compression et le début de la phase de détente. Durant cette phase, la pression est élevée et la vitesse de déplacement du segment est faible. Le régime de lubrification est mixte ou limite avec des conditions de contact sévères (fig.2.5). À l'opposé, la deuxième phase intervient autour du point mort bas du piston, de la fin de la phase de détente au début de la phase d'échappement. Les conditions de contact associées, bien que moins sévères, sont similaires à celles de la première phase. Dans la troisième phase, intercalée entre les deux précédentes, la vitesse du segment est élevée et permet un régime de lubrification hydrodynamique.

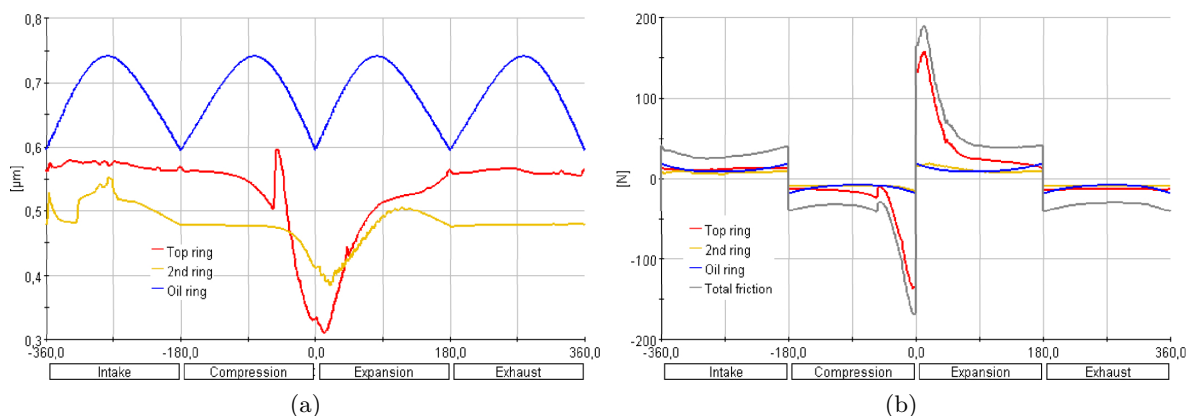


Figure 2.5 – Variation (a) de l'épaisseur de film d'huile et (b) des forces de frottement vues par les segments lors d'un tour de vilebrequin [119].

2.1.2 Axes de piston

Description de principe

L'axe de piston est la pièce cylindrique qui relie le piston à la bielle sous la forme d'une liaison pivot glissant en transmettant les efforts mécaniques créés lors de la combustion (fig.2.6(a)). Il est soumis à des températures allant jusqu'à 150°C. La plupart du temps, l'axe du piston est conçu creux pour réduire autant que possible le poids de l'équipage mobile. Selon les motorisations, l'axe du piston peut être monté libre (glissant) ou serré (dans la bielle ou le piston). Dans tous les cas, le contact est assimilable à un contact conforme cylindre / cylindre.

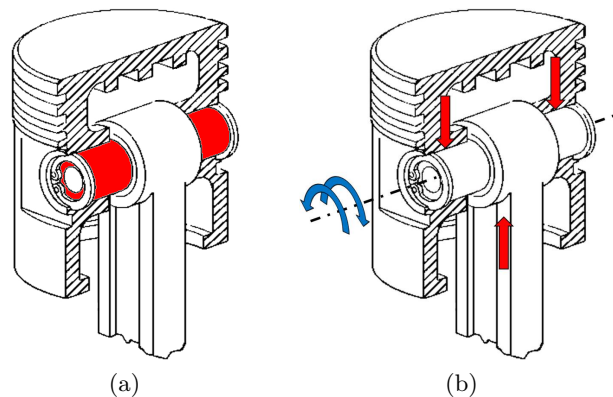


Figure 2.6 – Illustration (a) de l'axe de piston dans son logement (surface d'application du DLC en rouge) et (b) du chargement mécanique.

Phases de fonctionnement et sollicitations associées

Lors d'un cycle du MCI, l'axe de piston subit un chargement général de flexion et un chargement de type fretting au niveau des contacts (fig.2.6(b)). Ce chargement est évidemment affecté par le type de montage de l'axe. Dans le cas d'un axe monté serré sur la bielle (respectivement, sur le piston), le mouvement de l'axe par rapport au piston (à la bielle) est maîtrisé. En fonction des régimes moteur et de la géométrie des pièces, les amplitudes de glissement se chiffrent à quelques millimètres et les vitesses linéiques peuvent atteindre le m/s. Dans le cas d'un axe monté libre, le mouvement de l'axe dans son logement est libre (donc en partie aléatoire) et la connaissance des amplitudes et vitesses de glissement est dégradée. Dans tous les cas, le régime de lubrifiant varie du régime mixte / limite au régime hydrodynamique. La lubrification est généralement assurée par projections, voire par des gicleurs intégrés à la bielle.

Les phases du système peuvent également se décomposer selon les cycles du MCI. Nous noterons uniquement la phase correspondant à l'instant d'explosion et de détente, où la résultante d'effort transmis du piston vers la bielle est la plus importante (jusqu'à 100.000N). Les pressions de contact axe / piston et axe / bielle y atteignent ainsi les 200MPa.

2.1.3 Systèmes came-poussoir

Description de principe

Le système came-poussoir fait partie de la distribution du MCI, c'est-à-dire de l'ensemble mécanique qui assure l'ouverture et la fermeture des soupapes. Il existe généralement de deux à quatre soupapes par chambre de combustion, et donc autant de système came-poussoir. Des différents systèmes existant, nous nous intéresserons uniquement à ceux dit "à attaque directe" (fig.2.7). Le profil géométrique des cames est défini par une loi de levée de soupape et le contact came-poussoir est assimilable à un contact cylindre / plan. Les températures de fonctionnement varient de quelques dizaines de degrés (lors de la phase de montée en température du MCI) à près de 150°C.

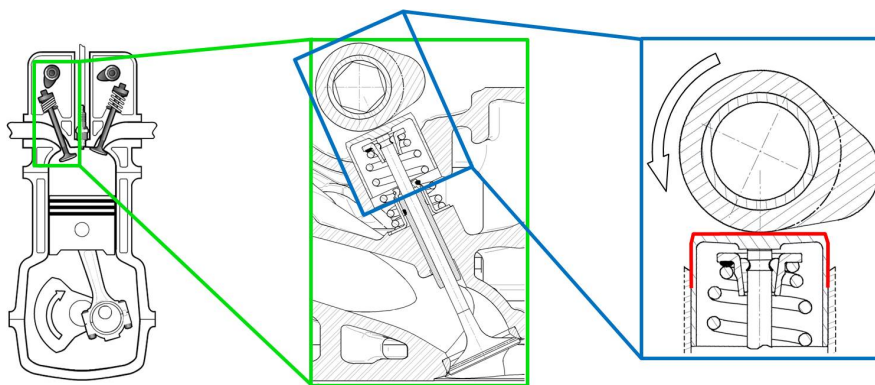


Figure 2.7 – Illustration d'un système came-poussoir à attaque directe (surface d'application du DLC en rouge).

Phases du système

Sur près de 65% du tour de came, il existe un jeu entre la came et le poussoir. En dehors de cet intervalle, le contact suit la cinématique illustrée en figure 2.8(a). Dès l'instant où le jeu est supprimé, le contact se crée proche du centre du poussoir (1), se déplace vers le bord le plus proche (2), puis vers le bord opposé (4) pour finalement revenir vers le centre du poussoir et se rompre (5).

Durant un tour d'arbre à cames (AAC) et connaissant le profil de came, la surface de contact enregistre localement la longueur glissée cumulée la plus importante aux étapes (1) et (5). Le faible jeu entre le poussoir et son logement entraîne un potentiel roulement entre l'étape (1) et (3), là où il n'existe que du glissement pur entre les étapes (3) et (5) (fig.2.9). La pression de contact évolue continuellement dans le temps et est maximale à l'instant (3). Chaque point du poussoir est donc sollicité différemment et l'ensemble peut être représenté par un système équivalent de type cylindre / plan où l'effort normal, la position, la vitesse de rotation et le rayon du cylindre varient continuellement avec le temps (fig.2.8(b)).

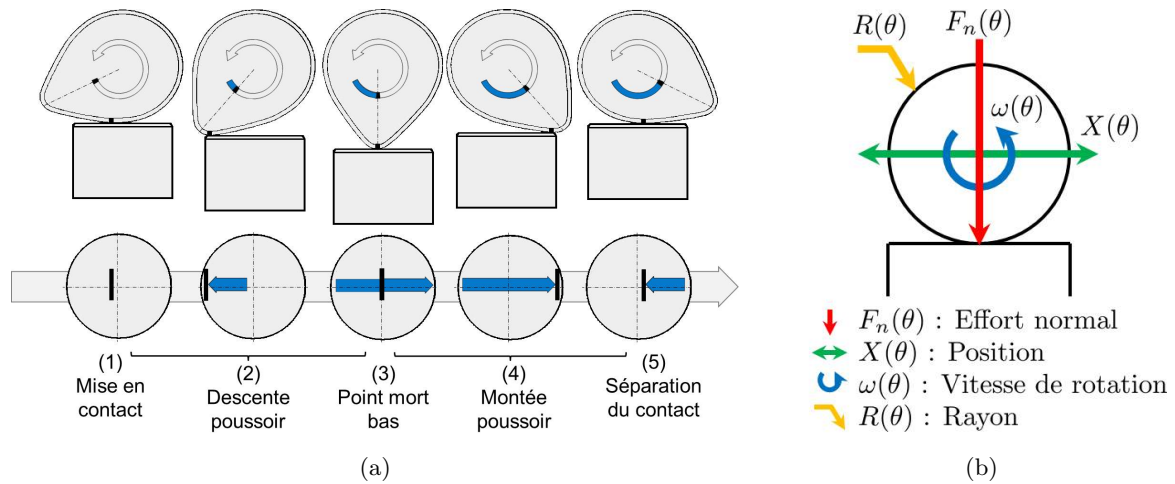


Figure 2.8 – Cinématique du système came-poussoir (a) et système équivalent (b).

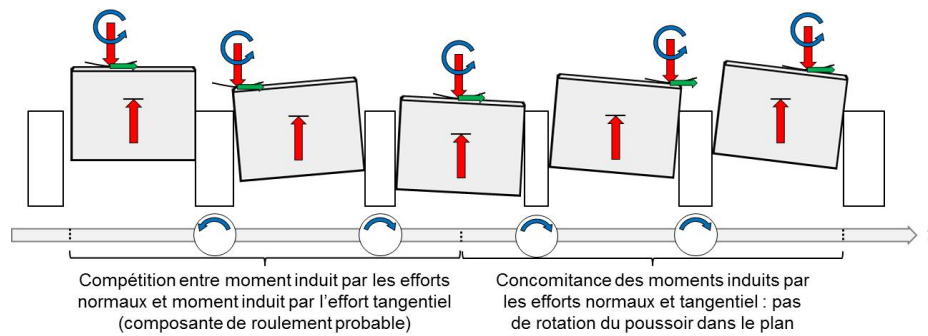


Figure 2.9 – Illustration du "tilt" du poussoir, induit par le jeu du poussoir dans son logement.

Les variations de conditions de contact au cours du temps sont illustrées en figure 2.10, où l'angle 0° correspond au point mort bas (instant (3) de la figure 2.8(a)). Les géométries des pièces, les efforts et les vitesses de rotation sont représentatives de celles d'un moteur trois-cylindres essence. De ces éléments sont déduits les rayons de courbure équivalents au contact et les vitesses de glissement. Les valeurs d'effort normal sont issues de simulations dynamiques et permettent, via la théorie de Hertz, d'estimer les pressions et demi-largeur de contact. Enfin, l'épaisseur de lubrifiant est calculée via une expression approchée issue de la théorie de la lubrification EHD. L'ensemble de ces données est obtenue à l'aide d'un programme développé sous Matlab dont la description fera l'objet du chapitre 7.

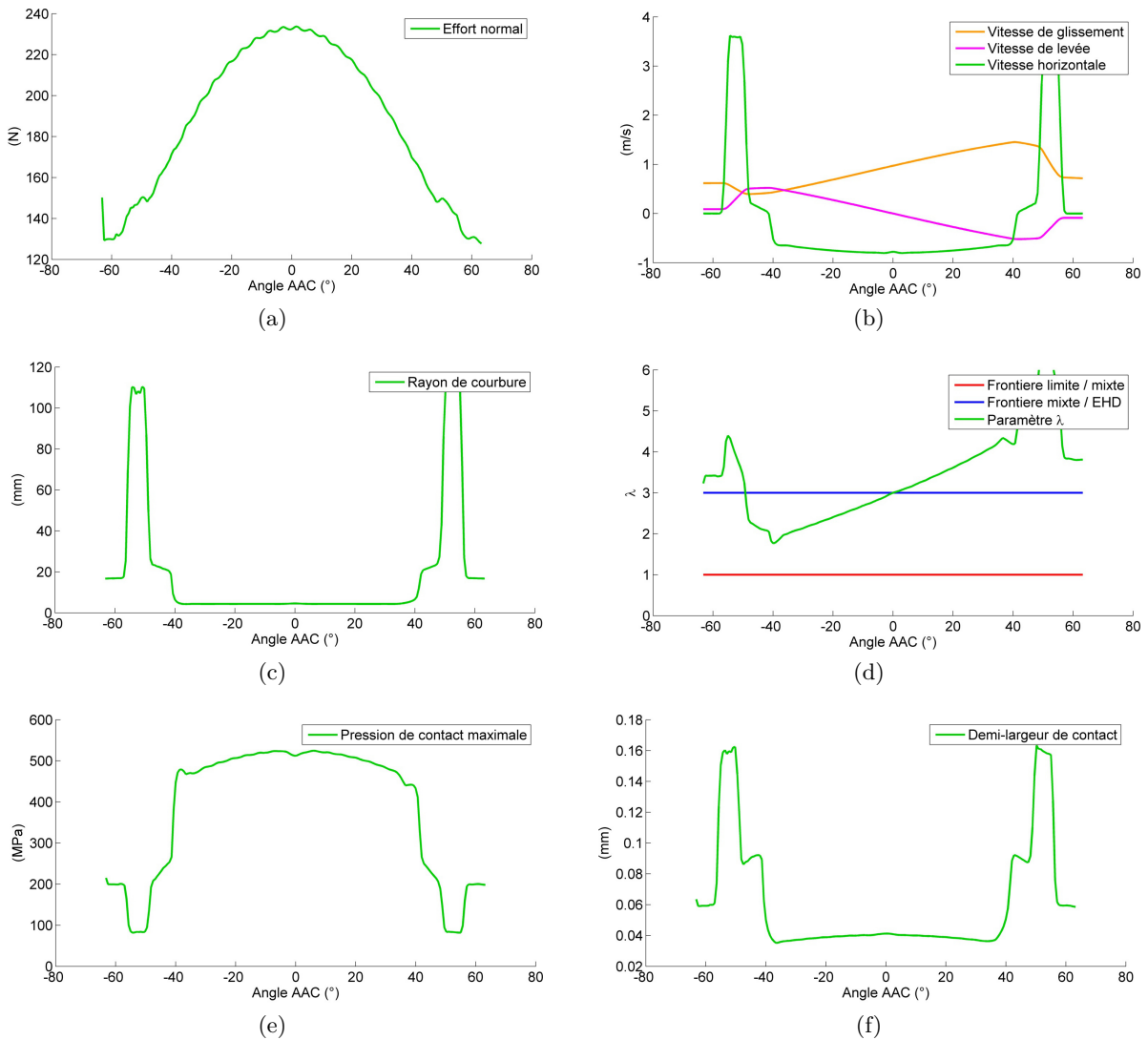


Figure 2.10 – Variation de variables du contact came-poussoir pour un régime de rotation ralenti. (a) Effort normal, (b) vitesse de glissement, (c) rayon de courbure équivalent, (d) régime de lubrification, (e) pression de contact maximale et (f) demi-largeur de contact.

La lubrification est assurée par barbotage et varie fortement au cours du cycle, allant d'un régime mixte-limite à un régime EHD [120, 121]. De plus, la came est légèrement décentrée par rapport à l'axe du poussoir. Ceci favorise la rotation de ce dernier de quelques degrés à chaque tour d'AAC, menant à une usure cumulée théoriquement axisymétrique du poussoir. En pratique, un blocage en rotation peut apparaître, localisant alors l'usure dans une direction donnée. La suppression de ces blocages temporaires et indésirables fait l'objet d'une attention particulière lors de la phase de conception.

Les faibles régimes de rotation de l'AAC sont les plus sévères vis-à-vis de la distribution car ils tendent à dégrader le régime de lubrification des contacts, notamment dans les situations où la température de l'huile est élevée (et donc sa viscosité réduite). Les conditions de lubrification

sont plus favorables à haut régime, mais aux composantes de roulement / glissement décrites ci-dessus s'ajoutent alors des effets dynamiques non négligeables, comme des impacts en entrée de contact.

2.1.4 Synthèse

L'analyse des composants MCI revêtus montre donc une grande variété de conditions de contact et de sollicitations. Nous retrouvons ainsi des contacts conformes (axe de piston) et non conformes (segment, came/poussoir), différentes charges normales, vitesses de glissement, régimes de lubrification, température de fonctionnement, etc...

Si dans l'ensemble les conditions de contact sont connues, des composantes aléatoires (jeux SPC, liberté de l'axe de piston, blocage en rotation du poussoir) impliquent une maîtrise seulement partielle des sollicitations et donc, de l'historique de chargement. L'analyse expérimentale des composants revêtus et les corrélations conditions de contact / réponse tribologique devront alors en tenir compte.

2.2 Premières constatations expérimentales

Afin de dresser un portrait des mécanismes de dégradation des DLC en application MCI, une première analyse portant sur la base d'expertise PSA Peugeot Citroën a été menée. Cette dernière contient en effet de nombreux résultats d'essais issus de différents protocoles, où sont analysées et comparées les réponses tribologiques de composants revêtus de DLC. La tenue des revêtements est expertisée par des examens visuels au microscope optique (MO), complétés dans certains cas par des mesures d'épaisseurs et des analyses élémentaires (MEB/EDX, XPS, etc...). Trop riche pour être détaillée de manière exhaustive, nous en présentons ici les résultats les plus marquant. De même, la caractérisation précise de tous les DLC donnés en illustration n'est pas développé ici.

2.2.1 Moyens et protocoles expérimentaux

Les protocoles d'essais adoptés par PSA Peugeot Citroën ont pour objectif de reproduire des conditions de contact représentatives d'un usage particulier. Ils sont réalisés sur des bancs de principe (comme un tribomètre Cameron-Plint), des bancs composant, des bancs organe ou des bancs moteur complets. En voici les points clés :

- Essai Cameron Plint : essai simplifié pour la caractérisation tribologique de nouvelles solutions techniques, dont les revêtements DLC.
- Essai mise au point moteur : séquence de fonctionnement moteur par cycles "Régime élevé - Régime faible". Mise au point de la cartographie moteur.
- Essai PMax ($3t$) : séquence de fonctionnement moteur à puissance maximale pendant une période de temps égale à $3t$. Validation de la tenue générale des composants et de l'architecture du MCI.
- Essai survitesse ($2t$) : séquence de fonctionnement moteur par cycles "Puissance max - Couple max" pendant une période de temps égale à $2t$. Validation de la tenue générale des composants et de l'architecture du MCI.
- Essai distribution ($t + t$) : deux phases successives de temps t de fonctionnement moteur en régime ralenti avec une température du lubrifiant évoluant par palier de 40°C à 140°C entre les deux phases. Essai sévère pour la distribution, validation de la tenue des composants.
- Essai endurance : séquences successives de différentes durées, à différents régimes, puissance, couple moteur et températures d'huile. Validation de la tenue générale des composants et de l'architecture du MCI.
- Essai choc thermique : cycles thermiques pour la validation de la tenue thermo-mécanique du MCI.

2.2.2 Segments de piston

Les revêtements DLC appliqués aux segments coupe-feu se détériorent suivant deux mécanismes principaux, mis en avant via différents protocoles. Le premier mécanisme correspond à de l'usure tribochimique (fig.2.11). Le second à un mécanisme d'écaillage (fig.2.12), les deux étant parfois couplés. Le rôle du MoDTC dans l'activation de l'usure tribochimique est confirmé par la réalisation de multiples essais où varie le type d'huile utilisé. L'écaillage se retrouve également sur des essais où aucune usure tribochimique n'a été relevée et s'explique, d'après les rapports d'expertise, par l'apparition de cliquetis dans la chambre de combustion qui entraîne des pics de pression importants sur le segment coupe-feu.

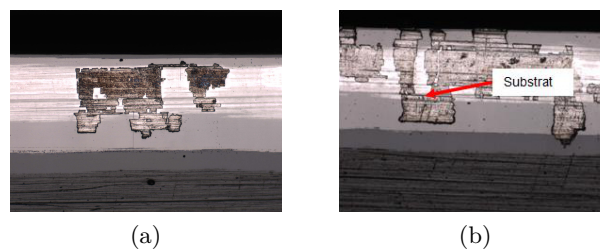


Figure 2.11 – Illustration de l'usure tribochimique (zones claires) et de l'écaillage de DLC de type a-C :H sur segments coupe-feu. Essai Cameron Plint [122]. (a) Exemple 1 et (b) exemple 2.



Figure 2.12 – Illustration de l'écaillage de DLC sur segments coupe-feu. Essai survitesse, DLC a-C :H [123].

2.2.3 Axes de piston

Les axes de piston semblent se dégrader uniquement par usure abrasive avec une cinétique lente. Cette usure abrasive est toutefois accompagnée, dans certains cas, d'un mécanisme tribochimique qui accélère fortement le taux d'usure. Un exemple caractéristique de telles dégradations est donné en figure 2.13. L'usure tribochimique est ici caractérisée par le fait que la couche d'adhésion (à base de chrome) semble présente sans usure. Autrement dit, une fois la couche d'adhésion atteinte, le taux d'usure observé redevient très faible, sans effet d'interaction avec le lubrifiant.

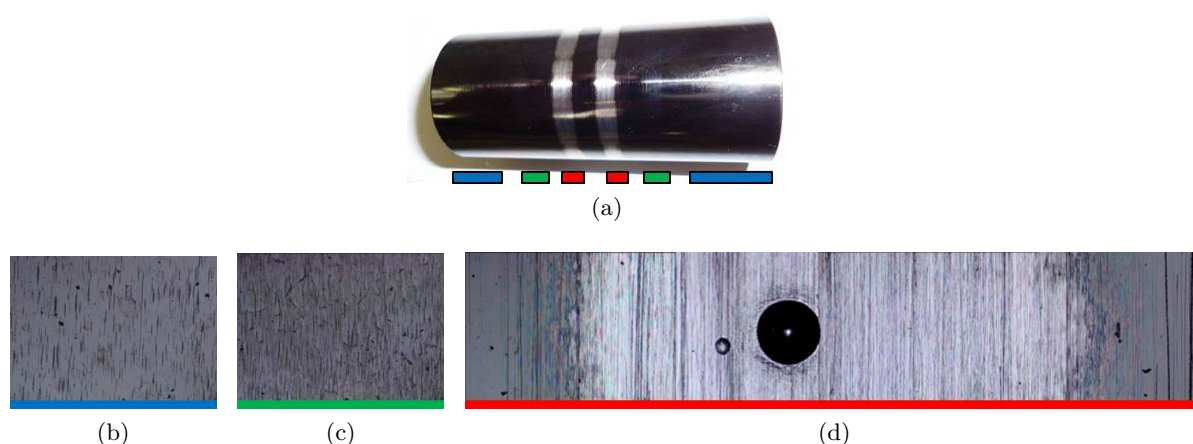


Figure 2.13 – Illustration des mécanismes d'usure d'un DLC sur axe de piston. Essai endurance moteur, DLC a-C :H [124]. (a) Vue globale de l'axe de piston, (b) zone d'usure abrasive / polissage, (c) zone non usée avec stries d'usinage visibles et (d) zone d'usure tribochimique avec disparition complète du DLC. L'empreinte circulaire correspond à une mesure de dureté après essai.

2.2.4 Poussoirs

L'analyse de la base de données PSA Peugeot Citroën montre une très grande hétérogénéité dans la réponse tribologique des DLC appliqués sur poussoirs. Cette hétérogénéité apparaît non seulement d'un essai à l'autre, mais également au sein d'un même essai. Autrement dit, des poussoirs provenant d'un essai sur banc moteur (au nombre de 12 pour un trois cylindres essence avec 2 poussoirs d'admission et 2 poussoirs d'échappement par cylindre) peuvent présenter des faciès d'usure très distincts, bien qu'ils aient été testés dans des conditions similaires, avec le même lubrifiant et pendant une même période.

Lorsqu'une usure est observable (ce qui n'est pas toujours vérifié), nous distinguons trois mécanismes de dégradation privilégiés : de l'usure abrasive douce à sévère (fig.2.14(b)) éventuellement couplée à de l'usure tribochimique (fig.2.14(c)) et de l'écaillage (fig.2.14(d)). L'usure semble se concentrer au centre du poussoir avant de se propager vers les bords extérieurs. Les expertises pointent les effets de ruptures de film d'huile lors du passage du nez de came, notamment dans le cas des essais distribution.

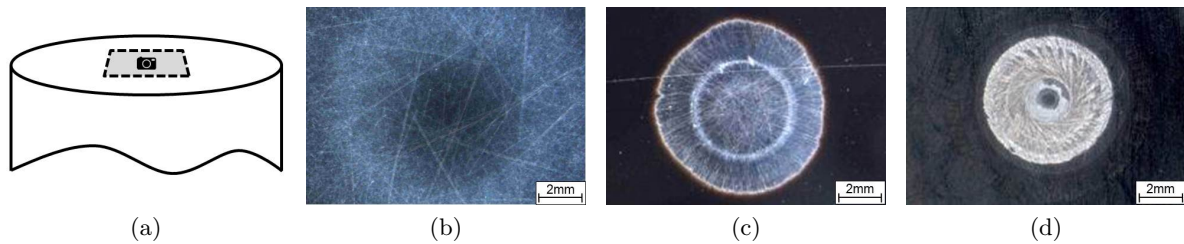


Figure 2.14 – Illustration des mécanismes d’usure de DLC a-C :H sur poussoirs. (a) Position des prises de vue, (b) usure abrasive sur essai distribution [125], (c) usure tribochimique sur essai distribution [126] et (d) écaillage sur essai choc thermique [127].

Dans la majorité des cas, l’usure observée est bien axisymétrique. Dans une minorité d’entre eux, un blocage en rotation du poussoir localise fortement l’usure dans une direction donnée (fig.2.15).

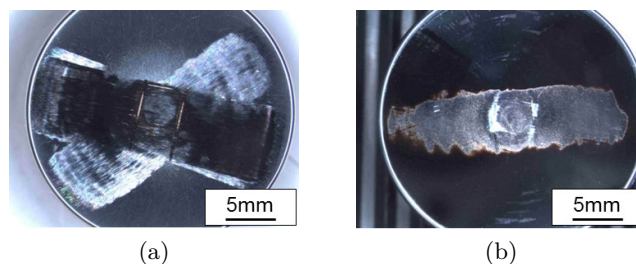


Figure 2.15 – Illustration de l’effet d’un blocage en rotation du poussoir sur sa cinétique d’usure. Essai distribution, DLC a-C :H [126]. (a) À la fin de la première phase et (b) à la fin de la seconde phase.

2.2.5 Synthèse

Dans la majeure partie des expertises, la quantification de l’usure est jugée complexe et celle-ci est donc décrite uniquement de façon qualitative par des observations macro et microscopiques. Néanmoins, ces premières constatations expérimentales permettent de dresser un bilan des mécanismes de dégradation des DLC en application MCI. Ceux-ci couvrent tous ceux présentés en section 1.5 à l’exception des mécanismes d’adhésion et de graphitisation, qui ne semblent pas être identifiés ou mentionnés dans les expertises consultées. Dans les cas d’usure dite sévère, plusieurs facteurs aggravant sont mis en avant : les ruptures de film d’huile, l’interaction huile / DLC et les suppressions ou perturbations non contrôlées.

La variété de conditions de contact entre les (et au sein des) systèmes considérés implique que chaque composant revêtu subit des sollicitations différentes. Et à chaque sollicitation correspond une ou plusieurs physiques d’endommagement. Dans le cadre du développement d’un outil de simulation de l’endommagement des DLC et de la démarche présentée en section 1.7, cela implique de se concentrer, dans un premier temps, sur un unique système.

Le système retenu ici est le système came-poussoir. Par rapport à l'axe de piston, il présente l'avantage de couvrir plus de mécanismes de dégradation. Par rapport au segment de piston, les températures de fonctionnement restent loin des températures critiques de dégradation de la structure des DLC. Enfin et de manière générale, les conditions de contact du système came-poussoir sont globalement maîtrisées, varient fortement sur l'ensemble du poussoir (vitesse, charge, type) et le retour d'expérience est le plus important. Les sources d'optimisation identifiées sur le système came-poussoir seront ainsi potentiellement applicables aux autres composants revêtus.

Ce choix effectué, une expertise plus approfondie des poussoirs revêtus a été effectuée pour affiner celle apportée par la base de données PSA Peugeot Citroën.

2.3 Expertise approfondie des DLC appliqués sur système came-poussoir

2.3.1 Échantillons, matériaux et lubrifiant

Les poussoirs revêtus installés sur les véhicules de série du groupe PSA Peugeot Citroën n'ont pas fait l'objet de retour clientèle et aucun d'entre eux n'était disponible pour analyse. Les poussoirs analysés proviennent donc d'essais réalisés en phase de conception (dont les protocoles ont été introduits en section 2.2.1) qui avaient pour objectif de comparer la réponse tribologique des DLC vis-à-vis de celle classiquement observée sur les solutions non revêtues. En raison de la quantité d'essais effectués et de poussoirs testés, il est habituel qu'une fois expertisés ces derniers deviennent indisponibles car non stockés.

24 d'entre eux, dont les faciès d'usure couvrent la totalité des dégradations identifiées précédemment, ont toutefois été récupérés auprès des services concernés. Pour une majorité, le rapport d'expertise qui leur est associé précise les matériaux et les conditions d'essai. En revanche, pour quelques-uns, non référencés, le rapport n'est pas disponibles et les informations parfois manquantes. À ces 24 poussoirs usés s'ajoutent quelques poussoirs neufs, non usés.

La liste de tous les poussoirs analysés et les données associées (origine, substrat, revêtement) se trouvent en annexe E. La géométrie et les dimensions principales des poussoirs, communes, sont données en figure 2.16. Sur la face supérieure, la rugosité Ra après dépôt est imposée à $0.05\mu\text{m}$ maximum.

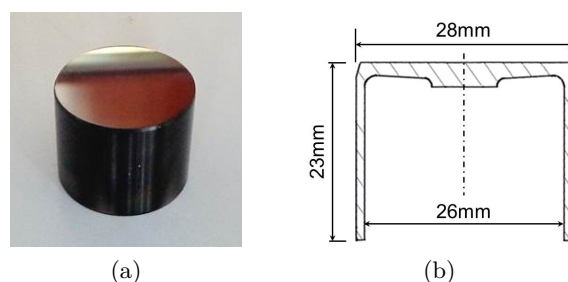


Figure 2.16 – Illustration (a) des poussoirs analysés et (b) géométrie et dimensions principales.

Pour tous les poussoirs, la came, corps antagoniste, est réalisée en acier fritté AISI 52100. La rugosité théorique de sa surface est caractérisée par une valeur de Rz maximale imposée à 2.5 μ m. Le lubrifiant utilisé est une huile standard de PSA Peugeot Citroën comportant un certain nombre d'additifs, dont un modificateur de friction de type MoDTC.

2.3.2 Observations et analyse

L'observation et la caractérisation des revêtements usés s'appuient sur des analyses au MO et par MEB - EDX. Cinq faciès caractéristiques sont ainsi mis en avant, tous visibles quelque soit le DLC et de façon plus ou moins prononcée.

Deux sont dues à la topographie du substrat (fig.2.17) et aux droplets inhérents au processus de dépôt du revêtement (fig.2.18) [128]. Ces deux faciès ne sont donc pas dus à l'usure et ne doivent pas être considérés en tant que tel.

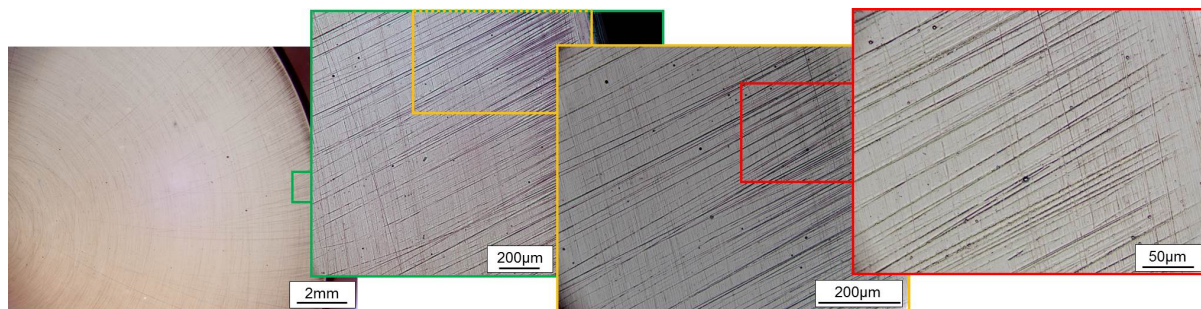


Figure 2.17 – Topographie de surface initiale : stries de finition sur poussoir 25.

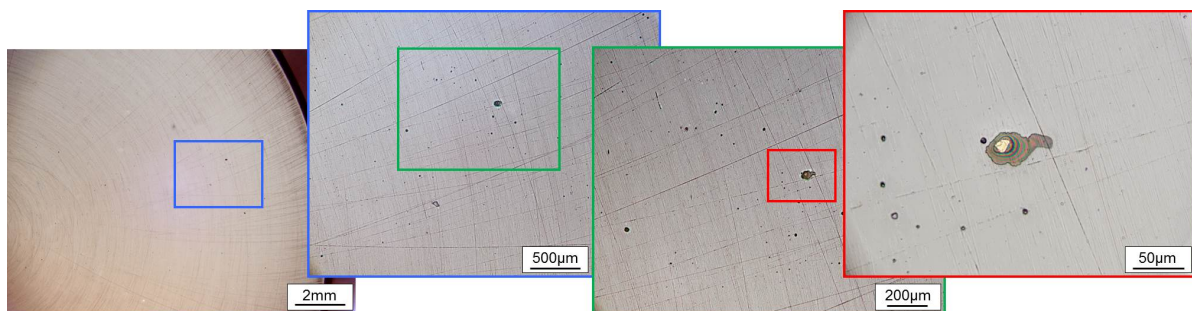


Figure 2.18 – Topographie de surface initiale : droplets après dépôt sur poussoir 25.

Le faciès prédominant, observable sur la totalité des poussoirs, est relatif à un processus couplé d'usure abrasive et tribochimique. Ce processus se caractérise par une réduction homogène et progressive de l'épaisseur du revêtement jusqu'à la couche d'adhésion (fig.2.19), confirmé par des analyses EDX (persistance de la couche de chrome dans la zone usée tribochimiquement sur la figure 2.20).

Il n'est cependant pas possible, via ces observations, de quantifier la part de l'un ou l'autre mécanisme sur le faciès final. Le régime de lubrification auquel le système est soumis (majoritairement EHD) laisse supposer que le mécanisme d'abrasion est négligeable vis-à-vis du mécanisme d'usure tribochimique.

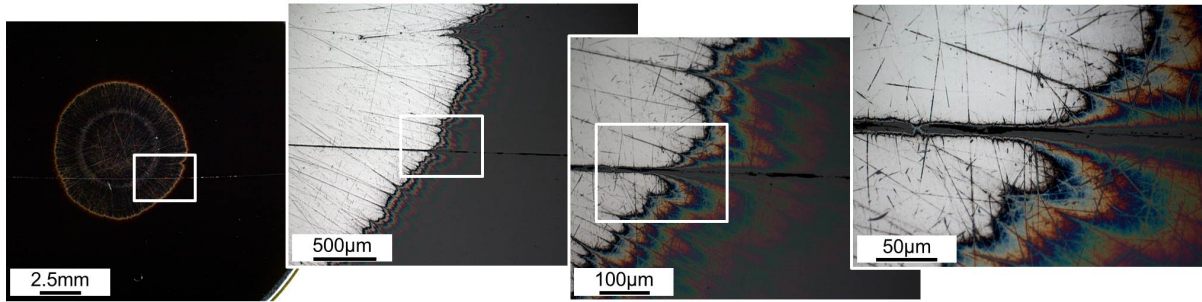


Figure 2.19 – Usure tribochimique sur poussoir 16.

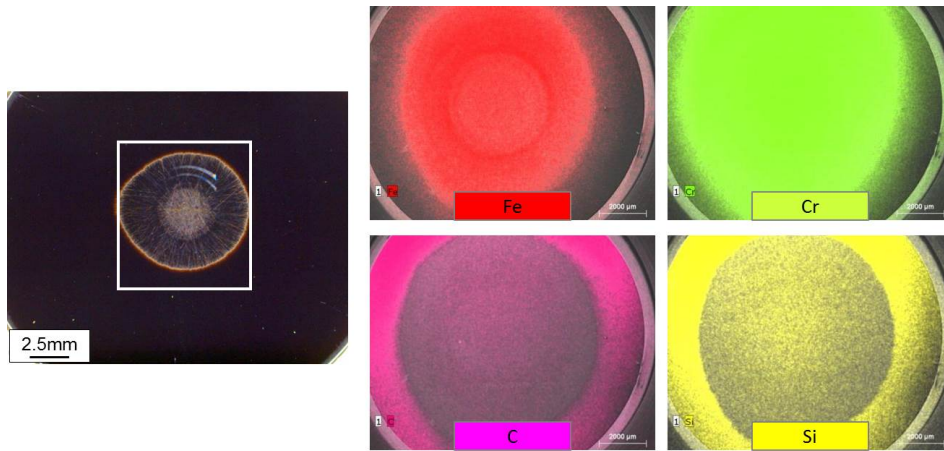


Figure 2.20 – Analyse EDX d’une zone usée tribochimiquement et mise en évidence de la persistance de la couche d’adhésion sur le poussoir 18. (a) Vue générale, (b) fer, (c) chrome, (d) carbone et (e) silicium.

Le quatrième faciès (fig.2.21) est associé à une usure de type abrasion sévère, similaire à celle observée sur scratch tests. Il se caractérise par des réseaux de stries radiales réparties circulairement autour de l’axe du poussoir, vraisemblablement créées par le passage répété d’une ou plusieurs protubérances localisées en surface de came. Chaque réseau possède ses propres longueurs, largeurs, profondeurs et nombres de stries (fig.2.22). Ces réseaux se retrouvent sur tous les poussoirs, de manière plus ou moins importante.

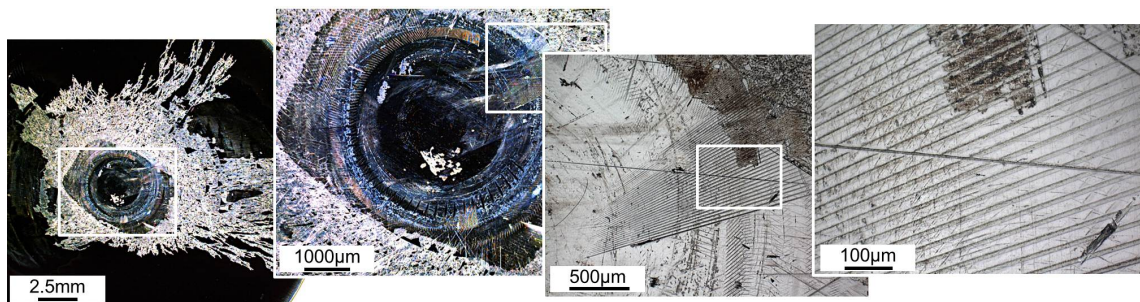


Figure 2.21 – Réseau de stries d’abrasion sur poussoir 24.

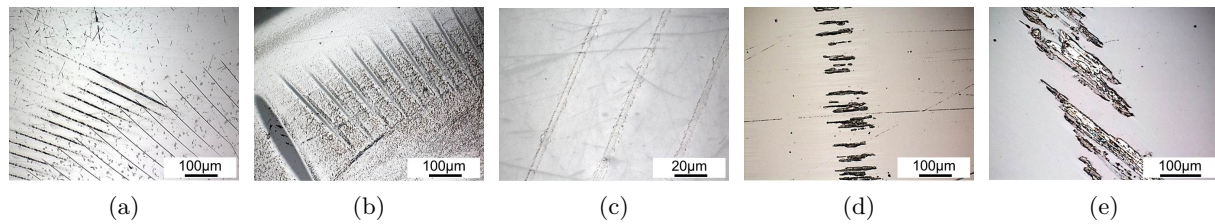


Figure 2.22 – Diversité des réseaux de stries d'abrasion.

Le dernier faciès observé correspond à l'écaillage du revêtement DLC (fig.2.23). Deux poussoirs en présentent dans des zones restreintes, trois sur une majeure partie de leur surface. Les analyses par EDX permettent de constater la mise à nu complète du substrat (présence du fer sans chrome sur la figure 2.24). L'écaillage semble pouvoir s'initier et se propager sur une zone usée tribochimiquement (où ne reste que la couche d'adhésion) comme sur une zone à l'usure négligeable. Il s'initie au centre du poussoir et se propage vers l'extérieur, en suivant les irrégularités de surface et les réseaux de stries circulaires. Ces derniers sont particulièrement nombreux et prononcés sur les poussoirs présentant de l'écaillage généralisé.

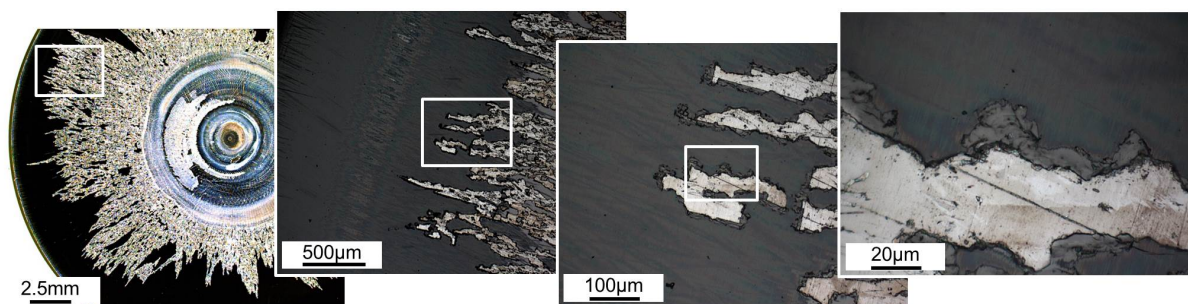


Figure 2.23 – Écaillage généralisé sur poussoir 10.

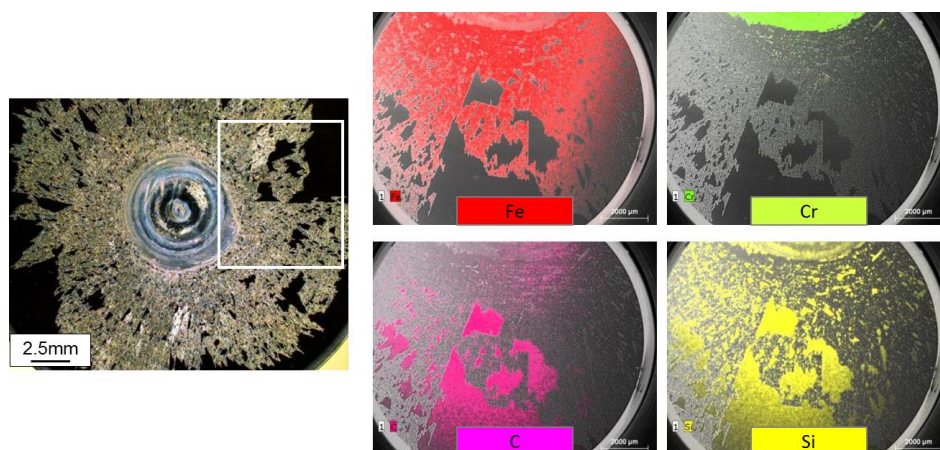


Figure 2.24 – Analyse EDX des zones écaillées et mise en évidence de la mise à nu du substrat sur le poussoir 23 (a) Vue générale, (b) fer, (c) chrome, (d) carbone et (e) silicium.

2.3.3 Scénario d’usure

La corrélation entre les phases de sollicitations du système, leurs variables caractéristiques, les observations et la littérature associée permet de formuler un scénario complet incluant l’ensemble des mécanismes de dégradation et leurs couplages supposés.

Dans ce scénario, les cames, de par leur fabrication, possèdent de légères aspérités sur leur surface initiale. Leur hauteur est inférieure à la limite tolérée au plan mais supérieure à l’épaisseur du film d’huile, notamment dans le cas de régime moteur ralenti. Durant les premières heures d’essais, la combinaison de la rotation du poussoir, de la faible épaisseur d’huile et des aspérités en surface de came entraîne la formation des réseaux de stries circulaires (fig.2.22).

Les réseaux se développent jusqu’à usure complète ou rupture des aspérités. Il est donc ici explicitement fait le lien entre rugosité de came et endommagement des DLC sur poussoir. Ce lien n’est que peu développé dans la littérature, contrairement à celui entre rugosité du substrat et usure des DLC [43, 44]. Cette phase, qualifiée de rodage, prend fin lorsque toutes les aspérités sont éliminées.

Durant les heures suivantes, le couple polissage et usure tribochimique devient prédominant, cette dernière n’étant fortement favorisée qu’à partir d’une température seuil de lubrifiant. C’est pourquoi le taux d’usure observé dans la première phase des essais distribution est très faible devant celui de la seconde phase, où la température de l’huile est maintenue à 140°C.

La grande dispersion des observations, qui montre la faible reproductibilité des essais moteur, permet de mettre en évidence les zones d’initiations et les directions de propagations de l’usure tribochimique (fig.2.25).

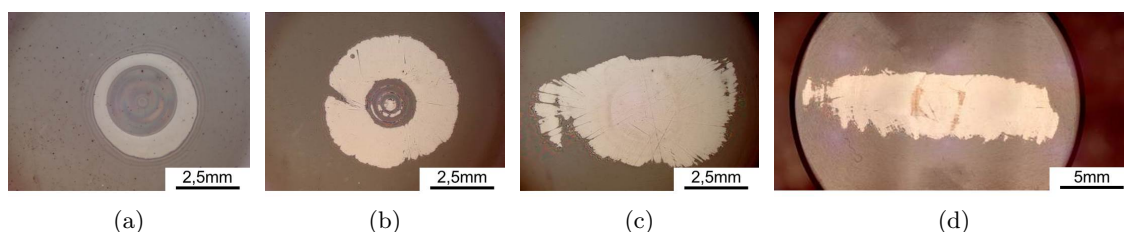


Figure 2.25 – Illustration de l’initiation et de la propagation du couple usure tribochimique et polissage. Chaque image provient d’un poussoir utilisé différent.

Elle s’initie au centre du poussoir sur un disque correspondant à la zone d’initiation et de séparation du contact (fig.2.25(a)), où la longueur glissée cumulée est la plus importante. Elle se propage ensuite, de manière plus rapide vers le centre (fig.2.25(b)) que vers la périphérie du poussoir (fig.2.25(c-d)). Cela s’explique par le passage systématique de la came au centre du poussoir, par des pressions de contact plus élevées et par un régime de lubrification moins favorable. Sur les images d’illustration (c) et (d), les poussoirs ont été temporairement bloqués en rotation au cours de l’essai. L’usure s’est alors propagée dans une direction privilégiée.

Après de nombreuses heures, un écaillage généralisé du DLC peut apparaître autour des réseaux de stries circulaires (fig.2.26(a-b)), puis se propager vers la périphérie (fig.2.26(c-d)). La phase de roulement décrite en figure 2.9 et limitant la longueur glissée cumulée sur une partie

de la surface du poussoir peut expliquer le sens privilégié d'écaillage clairement observable sur le poussoir de l'illustration (c).

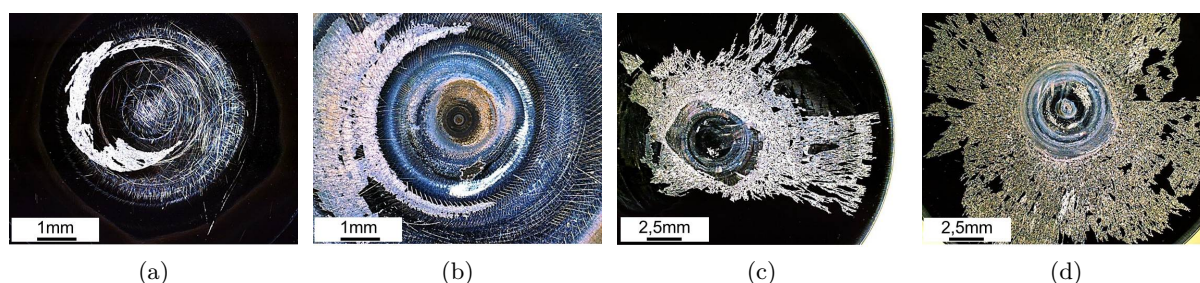


Figure 2.26 – Illustration de l'initiation et de la propagation du délaminage. Chaque image provient d'un poussoir utilisé différent.

D'après les travaux de Wang [79], le délaminage des revêtements DLC est conditionné d'une part par la qualité d'adhésion du DLC, d'autre part par la présence d'imperfections à l'interface DLC / substrat, où peuvent s'initier puis se propager des fissures et conduire à son délaminage. Dans le scénario développé ici, ces imperfections sont en grande partie imputables aux réseaux de stries d'abrasion, dont la sévérité peut s'avérer suffisante pour initier des fissures en surface ou à l'interface. Les passages répétés de came en surface du poussoir conduisent, à terme, à la création d'écailles et à leur propagation. L'état de surface du substrat avant revêtement est le second facteur d'imperfections, en atteste la forme des écailles et leur répartition autour des défauts de surface du substrat (fig.2.23). Il est montré que ces derniers sont des zones où, lors du dépôt du revêtement DLC, des contraintes résiduelles de compression importantes vont se développer [50, 53, 81]. Ce scénario complet est illustré en figure 2.27.

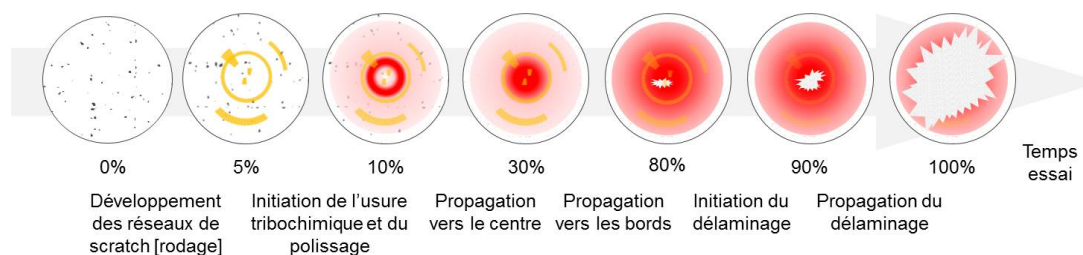


Figure 2.27 – Illustration du scénario d'usure complet des DLC sur système came-poussoir.

Un scénario alternatif, ou complémentaire, consiste à supposer que la phase de rodage des aspérités de came est négligeable, ou que la dureté des aspérités n'est pas suffisante pour créer les réseaux de stries d'abrasion. Ces dernières seraient alors principalement dues à la présence de débris dans le lubrifiant (particules d'oxyde par exemple, en provenance des autres composants du moteur et dont la proportion augmente avec le temps) qui s'incrusterait en surface de came. Les dimensions caractéristiques des débris sont limitées par la présence du filtre à huile, mais il n'est pas improbable que des débris de taille importante se retrouvent dans un contact avant d'être retenus dans le filtre. Or au cours d'un essai, de nombreux poussoirs sont sollicités simultanément, avec la même huile, pendant la même durée. La faible fréquence d'observation de l'écaillage généralisé tend alors à privilégier le scénario avec aspérités, où le risque d'appa-

rition de l'écaillage est indépendant pour chaque poussoir puisque spécifique à chaque came et indépendant de l'huile. De plus, les analyses des huiles usagées ne montrent pas de particules de dimensions compatibles avec les stries observées, alors que la rugosité des comes avant essais rend tout à fait probable la présence de défauts initiaux dont la hauteur serait supérieure à l'épaisseur du film d'huile.

Quelque soit l'origine des défauts en surface de came, ils sévèrent le contact à la manière d'un troisième corps. Or sur ce point, il a été montré par He [129], dans le cas d'un contact en roulement pur, que les revêtements DLC sont plus sensibles que les surfaces non revêtues aux débris présents dans le lubrifiant. L'influence de la taille des aspérités sur l'usure a été étudiée par Woldman [130] et Haque [131]. Les deux travaux montrent que les aspérités de faible dimension sont celles qui provoquent le plus d'usure, notamment en favorisant l'initiation et la propagation de fissures dans le revêtement à partir des pics de contraintes qu'elles y génèrent.

D'autre part, des essais PSA Peugeot Citroën avec un lubrifiant sans MoDTC ont montré que l'usure tribochimique était fortement réduite si ce n'est supprimée. Des réseaux de stries d'abrasion et de l'écaillage étaient cependant toujours observables. De même, des essais à haut régime impliquant des phénomènes dynamiques non négligeables n'ont pas entraîné d'écaillage. Les impacts créés à chaque initiation de contact ne sont donc pas un facteur prédominant, comme le confirment les travaux de Lawes [77]. Ceci est cohérent avec le scénario proposé, où la hauteur des aspérités et/ou débris seraient alors inférieure à l'épaisseur de lubrifiant. Les réseaux de stries ne seraient ainsi pas créés, réduisant fortement le risque d'écaillage.

2.4 Bilan

L'analyse de la base de données PSA Peugeot Citroën a mis en avant la variété des conditions de contact rencontrées par les DLC en application MCI et l'ensemble des mécanismes de dégradation induits. Il a été choisi dans un premier temps de se concentrer sur le système came-poussoir qui couvre à lui seul une grande partie de cette variété.

L'expertise approfondie des poussoirs usés a permis de construire un scénario d'usure complet pouvant expliquer l'ensemble des dégradations observées lors des essais. Deux risques majeurs d'endommagement des DLC ont été identifiés : l'accélération du taux d'usure par mécanisme tribochimique d'une part et la suppression totale du revêtement par propagation d'écaillage d'autre part. Le premier risque a pour origine l'interaction des DLC avec les additifs du lubrifiant. Le second semble avoir pour origine l'apparition de réseaux de stries créés par le passage répété d'une ou plusieurs aspérités en surface de came.

Pour confirmer (ou infirmer) le scénario proposé et les couplages supposés, il est nécessaire de définir de nouveaux protocoles d'essais. En effet, le pilotage des processus les plus sévères (stries d'abrasion et écaillage) par un couplage de variables fortement aléatoires (présence d'aspérités ou de débris, défauts du substrat, jeu came-poussoir notamment) impliquerait de réaliser de nombreux essais pour espérer atteindre une bonne représentativité. Des essais simplifiés, où l'ensemble des variables supposées pilotantes du scénario sont découplées et/ou contrôlées, sont donc à privilégier. Ils doivent permettre de démontrer le lien, s'il existe, entre stries et zones d'initiation de l'écaillage puis celui entre usure tribochimique et zones d'initiation de l'écaillage.

Les essais retenus seront ainsi de différentes natures et devront reproduire autant que possible les endommagements observés sur les composants du MCI, à commencer par les réseaux de stries. Pour cela, les essais de scratch ont été naturellement sélectionnés pour leur capacité intrinsèque à créer des stries de sévérité variable. Leur analyse fera donc l'objet des prochains chapitres. A ces essais de scratch s'ajouteront par la suite des essais d'usure et des essais d'usure sur surface préalablement scratchée.

Le paramétrage d'un essai de scratch nécessite de définir, entre autres, l'effort normal, le rayon d'indenteur et la longueur glissée. Si les deux derniers paramètres peuvent être obtenus à partir des observations du système usé, cela n'est pas le cas de l'effort normal. Or la connaissance des conditions de chargement du système complexe est nécessaire afin de juger de la représentativité des essais de scratch.

Ici, les conditions de chargement sont relatives aux efforts transitant par une aspérité dans un contact lubrifié avec solides revêtus. La solution retenue pour obtenir une estimation de ces efforts est développée dans le chapitre suivant.

Chapitre 3

Analyse numérique de l'influence d'une aspérité dans un contact lubrifié

Sommaire

3.1	Modèle géométrique	56
3.2	De l'inadéquation entre problème considéré et outils existants	57
3.3	Mécanisme du point de chargement	57
3.4	Algorithme général	58
3.5	Comportements matériaux	60
3.6	Comportement du lubrifiant	60
3.7	Maillage et conditions aux limites	66
3.8	Validation du modèle	67
3.9	Quelques remarques sur les hypothèses formulées	68
3.10	Exploitation du modèle	70
3.11	Bilan	72

La présence d'une aspérité dans un contact lubrifié implique que le système n'est plus directement compatible avec les expressions analytiques présentées au chapitre 1. L'analyse de l'influence de l'aspérité sur l'état mécanique du système requiert donc le développement d'un modèle numérique spécifique.

Pour garantir son exploitation dans un cadre industriel et réduire autant que possible les temps de calculs, le modèle présenté à travers ce chapitre vise alors à obtenir l'état mécanique d'un tel système à partir d'hypothèses plus représentatives que les modèles simplifiés existants tout en induisant un niveau d'intégration et de complexité acceptable.

De son exploitation résultera les estimations d'efforts supportés par les aspérités.

3.1 Modèle géométrique

Les géométries considérées, libres et sous chargement, sont illustrées en figure 3.1. Sans aspérité, le contact came-poussoir est assimilable à un contact 2D linéique en déformation plane dans lequel les deux corps Ω_1 et Ω_2 sont séparés par un fin film de lubrifiant Ω_3 (c'est à dire d'épaisseur faible devant la largeur de contact).

Ω_1 et Ω_2 peuvent être divisés en deux sous-régions. L'une pour le substrat (Ω_1^s, Ω_2^s), l'autre pour le revêtement (Ω_1^r, Ω_2^r). Ω_1 et Ω_2 sont géométriquement définis par leur rayon de courbure initiale R_1 et R_2 (ici, $R_2 = \infty$) et l'épaisseur de revêtement h_1 et h_2 (ici, $h_1 = 0$). Les surfaces en contact et les interfaces substrat / revêtement sont supposées parfaitement lisses, c'est-à-dire avec des défauts négligeables vis-à-vis des dimensions caractéristiques du système. Les revêtements possèdent une épaisseur constante et adhèrent parfaitement au substrat.

Dans la configuration chargée, un effort normal F_n est appliqué sur Ω_1 . Sous l'hypothèse d'un régime de lubrification EHD, l'épaisseur de lubrifiant est supposée constante le long du contact (entre $-a_c$ et a_c) et égale à l'épaisseur de lubrifiant nominale h_3^L (épaisseur qui sera détaillée en section 3.6.1). En configuration libre, l'épaisseur de lubrifiant, variant le long du contact, est notée $h_3(x)$.

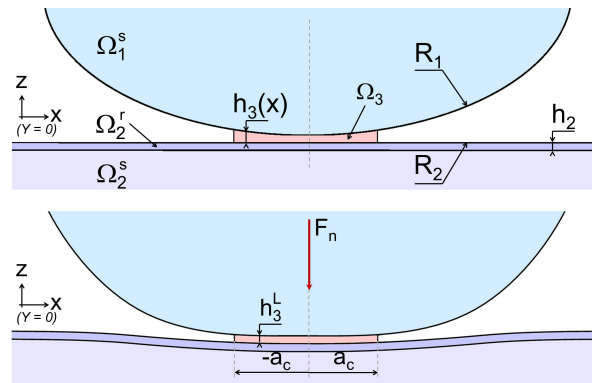


Figure 3.1 – Illustration du contact sans aspérité. (a) Libre et (b) sous chargement.

Avec une aspérité dans le contact, l'hypothèse d'un champs de déformation 2D plan n'est plus valide. L'aspérité est représentée par un défaut sphérique sur la surface de Ω_1 , suffisamment haut pour passer à travers le film de lubrifiant Ω_3 (fig.3.2). Ses paramètres pilotants sont sa hauteur h_a ($h_a > h_3^L$), son rayon R_a et sa position par rapport au centre du contact x_a .

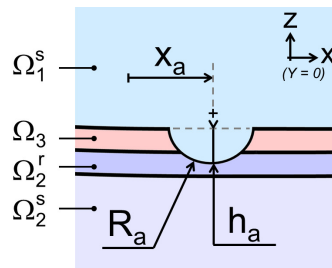


Figure 3.2 – Illustration de l'aspérité sous chargement.

3.2 De l'inadéquation entre problème considéré et outils existants

Pour estimer l'effort transisant par l'aspérité, les approches analytiques comme celle de Hertz ou de Johnson [83] ne sont pas applicables car incapables de quantifier la répartition d'effort entre aspérité et lubrifiant. D'autre part, l'analyse de la littérature sur la modélisation des systèmes lubrifiés (section 1.6.2) révèle que chaque modèle est adapté à un cas d'application particulier et requiert généralement un développement spécifique. Ils sont alors trop complexes, trop coûteux en temps de calcul ou fondés sur des hypothèses inappropriées.

Nous pouvons citer en exemples les travaux de Fujino [97] qui a développé un modèle numérique de lubrification EHD pour une sphère glissant contre un plan revêtu et qui utilise plus de 60 millions d'éléments tétraédriques. Pour simplification, He [129] estime la perturbation du champ de contraintes dues à une particule dans un contact lubrifié en faisant l'hypothèse d'un modèle 2D en déformation plane sans lubrifiant. Haque [131] estime cette même perturbation en utilisant les formules de Hertz et en supposant une couverture linéique des particules le long de la largeur de contact.

La spécificité du problème considéré ici implique donc une inadéquation avec les outils existants et, par conséquent, la nécessité de développer un modèle numérique adapté. Le principal objectif du modèle est alors d'estimer l'effort transisant par une aspérité dans un contact lubrifié à partir d'hypothèses plus réalistes que celles des modèles existants tout en conservant un degré de simplicité (et de temps de calcul) raisonnable.

3.3 Mécanisme du point de chargement

Le mécanisme du point de chargement a été introduit par Alfredsson [132] et exploité par Hannes [133] pour l'étude de problèmes de fatigue de contact en roulement sur dents de pignons. Dans ce mécanisme, le champ de contraintes nominal due à un chargement 2D est localement perturbé par la présence d'une aspérité qui y ajoute une composante axisymétrique (fig.3.3).

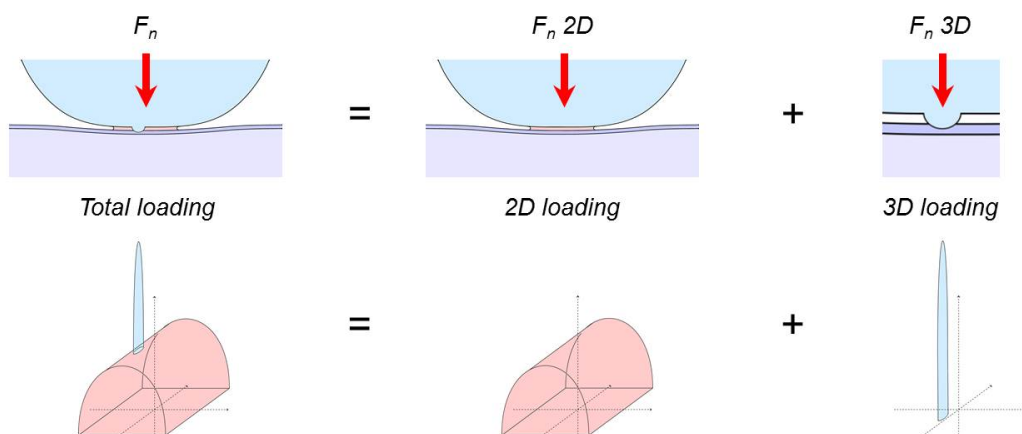


Figure 3.3 – Mécanisme du point de chargement.

En tant que perturbation, il est supposé que son influence sur la surface de contact est négligeable. Ainsi, en définissant des comportements matériaux et lubrifiants cohérents, le problème de contact peut être résolu numériquement par la méthode des éléments finis. L’effort transmittant par l’aspérité est déduit par intégration de la contrainte normale en surface de contact de l’aspérité (eq.3.1).

$$F_n^a = \int_x \int_y \sigma_n(x, y) dx dy \quad (3.1)$$

3.4 Algorithme général

L’ensemble de la méthodologie proposée dans ce chapitre peut être illustrée par l’algorithme en figure 3.4. Adaptée pour une exploitation par éléments finis en contexte industriel, elle ne requiert pas de développement lourds (à l’inverse des méthodes multi-levels [96]) pour être exploitée et les temps de calcul restent acceptables. Les calculs par éléments finis sont ici réalisés sous le logiciel Abaqus. À titre d’exemple, pour chaque position du système came-poussoir étudié, propriétés de revêtement et paramètres d’aspérité, le temps de calcul est compris entre 200s et 800s sur une configuration à base d’Intel CoreTM i7-2630QM CPU @ 2.0GHz, 16 GB RAM et un nombre d’éléments variant de $2 \cdot 10^4$ à $1 \cdot 10^5$.

Approximations 2D : À partir des approximations de Hertz et de la théorie de la lubrification EHD sont calculés la largeur de contact a_c , la pression de contact $\sigma_n(x)$ et l’épaisseur de lubrifiant sous chargement h_3^L .

Identification du comportement local du lubrifiant : Extraction d’un comportement normal local du lubrifiant exploitable dans un logiciel par éléments finis.

Maillage et résolution du contact 3D lubrifié avec aspérité : Maillage du système revêtu lubrifié avec aspérité et exécution du calcul.

Post-traitement des résultats : Calcul de l’effort transmis par l’aspérité.

Les sections suivantes détaillerons les différentes étapes de l’algorithme, avec une attention particulière apportée à la définition du comportement local du lubrifiant.

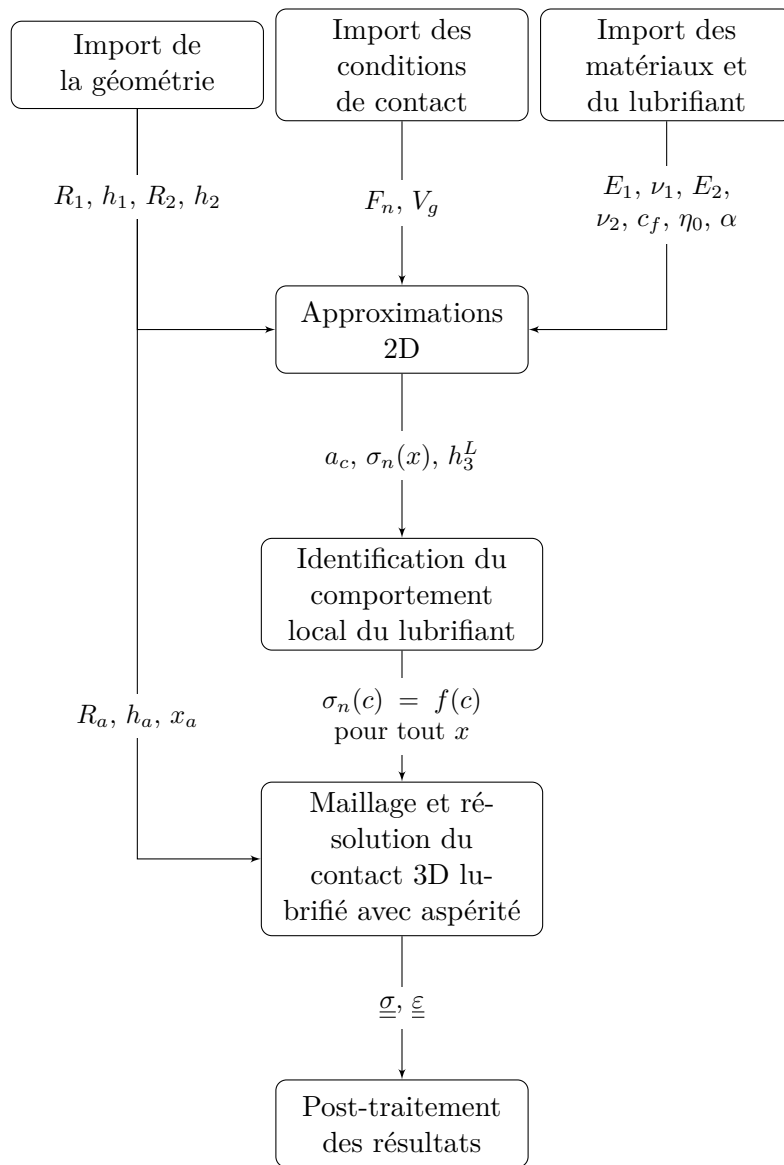


Figure 3.4 – Algorithme général

3.5 Comportements matériaux

Les revêtements et substrats sont définis homogènes, isotropes et purement élastiques. L’aspérité est supposée partie intégrante de la surface antagoniste et est donc constituée du même matériau (et comportement mécanique) que son support. Le film de lubrifiant séparant les deux corps en contact assure un transfert d’effort normal mais supprime la composante tangentielle. Cela revient à supposer une lubrification parfaite et sans frottement dans le contact cylindrique.

Par conséquent, les seuls paramètres requis pour résoudre le problème de contact sont les modules élastiques E et les coefficients de Poisson ν de chaque matériau, leur coefficient de frottement c_f en condition de contact sec et un comportement normal du lubrifiant qui requiert deux paramètres : sa viscosité atmosphérique η_0 et son coefficient viscosité-pressure α . Un jeu de paramètres relatif au système came-poussoir est donné dans le tableau 3.1. Des améliorations de ce comportement simplifié seront proposées dans la section 3.9.

	Substrat	Revêtement	Lubrifiant
E (GPa)	210	105-420	
ν	0.27	0.2	
c_f	0 - 0.15		
η_0 (Pa.s)			0.1
α (Pa ⁻¹)			$1.5e^{-8}$

Tableau 3.1 – Propriétés matériaux et lubrifiant

3.6 Comportement du lubrifiant

3.6.1 Comportement global

Comme introduit en section 1.6.2, l’épaisseur de lubrifiant en régime de lubrification EHD h_3^L peut être évaluée à partir d’expressions approchées sous la forme de l’équation 3.2. Le paramètre de chargement W dépend intrinsèquement de l’effort supporté par le lubrifiant F_n^L . Sans aspérité dans le contact, F_n^L est égal à l’effort total appliqué F_n .

$$\tilde{h}_3^L = f_l(G, U, W, \dots), \text{ avec } W = f_w(F_n^L, \dots) \quad (3.2)$$

Parmi toutes les expressions testées, celles de Hamrock & Dowson conduisent à l'épaisseur de lubrifiant la plus faible (fig.3.5) et pourraient être retenue comme hypothèse sévèrisante. Or ces expressions ont été définies pour des contacts elliptiques et les contacts linéiques constituent une limite de leur domaine d'application (voir annexe D). Nous préférons ainsi retenir l'expression de Moes & Venner (eq.3.3).

$$\tilde{h}_3^L = 1.56G^{0.55} \cdot U^{0.7} \cdot W^{-0.125} \quad (3.3)$$

avec :

- $\tilde{h}_3^L = h_3^L/R$,
- $G = \alpha E^*$,
- $U = (\eta_0 V_g)/(E^* R)$,
- $W = F_n^L/(E^* R)$,
- $R = 1/((1/R_1 + 1/R_2))$ est le rayon de contact équivalent,
- $E^* = 2/((1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2)$ est le module d'Young réduit,
- V_g est la vitesse de glissement.

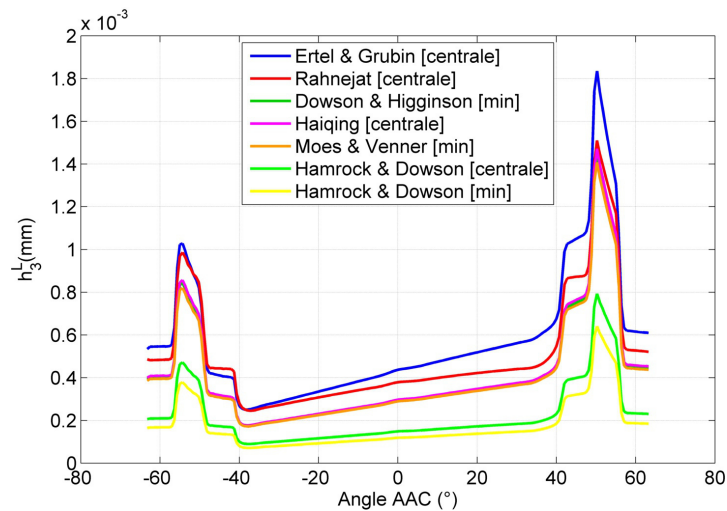


Figure 3.5 – Exemple d'épaisseurs de lubrifiant obtenue via différentes expressions analytiques pour un régime moteur ralenti, où les variables de contact R , F_n et V_g sont préalablement déduites des données d'entrée du système (détails au chapitre 7).

En supposant que ces approximations sont également valables avec des solides revêtus de dépôts minces (c'est-à-dire de dépôts qui influent de manière négligeable sur la largeur et la pression de contact), le principe mécanique considéré ici est le suivant : quand une aspérité passe à travers le film de lubrifiant, elle supporte une partie du chargement total, nommé F_n^a . Par conséquent, l'effort normal supporté par le lubrifiant F_n^L est réduit, ce qui modifie son épaisseur h_3^L . L'expression 3.3 peut alors être utilisée pour définir le comportement global du lubrifiant comme un comportement de type effort normal F_n^L versus épaisseur h_3^L (fig.3.6).

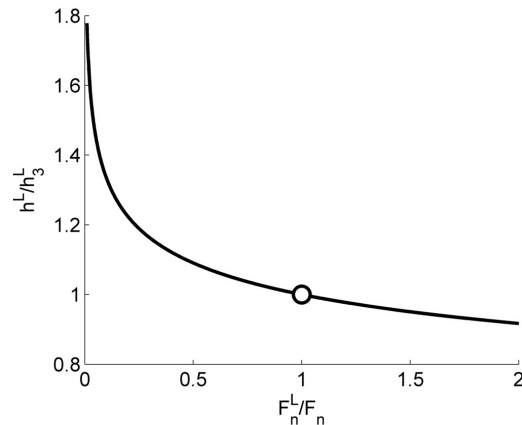


Figure 3.6 – Comportement global du lubrifiant d'après l'expression 3.3 : épaisseur fonction de l'effort normal supporté, normalisé par les valeurs nominales (point de fonctionnement nominal en [1,1]).

3.6.2 Comportement local

Comme évoqué précédemment, le problème est conçu pour être résolu par la méthode des éléments finis. Cela signifie que le lubrifiant, comme toute partie du système, doit être discrétisé et maillé. Cela impose d'avoir identifié a priori la largeur de contact a_C sous chargement. De plus, le comportement global décrit dans la section précédente doit être redéfini sous la forme d'un comportement local, qui peut être directement utilisé comme comportement normal pour les éléments du lubrifiant.

Le modèle présenté ici se propose donc de représenter le lubrifiant comme une interface statique de raideur variable $k(x)$, comme illustré en figure 3.7. La raideur du lubrifiant le long du contact est à déduire à partir de courbes de comportement reliant contrainte versus déplacement. Les paragraphes suivants détaillent la méthodologie utilisée pour extraire ce comportement à partir des approximations de la théorie de la lubrification EHD.

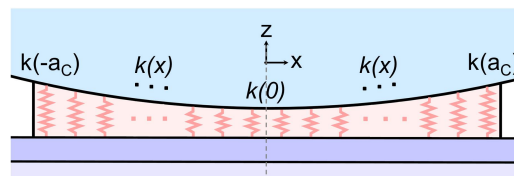


Figure 3.7 – Représentation de l'interface de raideur variable.

Le champ de contraintes normales nominales dans la largeur du contact $\sigma_n(x)$ et la largeur de contact a_C sont obtenues par une analyse 2D en contact sec sans aspérité (fig.3.8) qui approxime les conditions de contact en régime EHD. Les erreurs de cette approximation sont essentiellement situées au bord du contact (fig.3.9) et n'influencent que peu sur les estimations d'efforts finales.

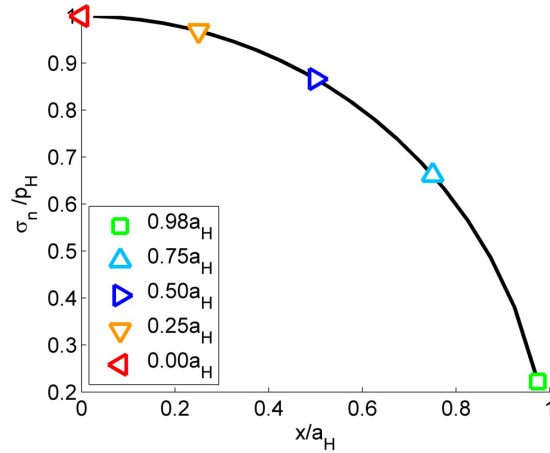


Figure 3.8 – Contrainte normale normalisée en surface le long du contact.

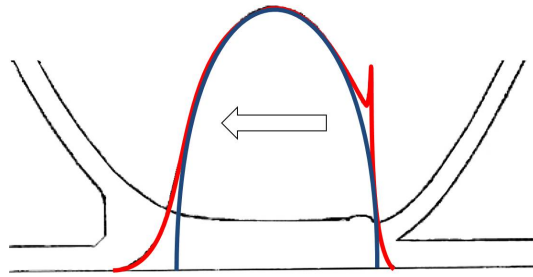


Figure 3.9 – Représentation de l'erreur commise en approxinant un contact EHD (en rouge) par un contact statique 2D non lubrifié (en bleu).

L'épaisseur de lubrifiant initiale $h_3(x)$ est fonction de la géométrie des surfaces initiales, de l'épaisseur nominale de lubrifiant h_3^L et de la hauteur de l'aspérité h_a , en vérifiant que $h_3(x) > h_3^L$ et que l'aspérité ne pénètre pas la surface opposée (eq.3.4, en considérant les géométries définies en section 3.1).

$$\begin{aligned}
 h_3(x) &= f_h(x, R_1, R_2, h_3^L, h_a) \\
 &= R_1 - \sqrt{R_1^2 - x^2} - (-R_2 + \sqrt{R_2^2 - x^2}) \\
 &\quad + \max(h_3^L, h_a)
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

Ainsi, pour chaque position x dans le contact, la fermeture attendue du lubrifiant sous chargement est définie par l'équation 3.5 (fig.3.10).

$$c(x) = h_3(x) - h_3^L \quad (3.5)$$

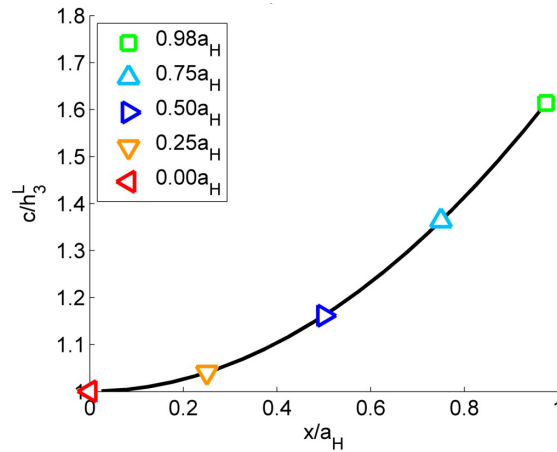


Figure 3.10 – Fermeture normalisée du lubrifiant sous chargement le long du contact.

D'autre part, une variation de la valeur de F_n^L induit une variation du champ de contrainte normal $\sigma_n(x)$ (eq.(3.6), fig.3.11) :

$$\sigma_n(x) = f_\sigma(x, F_n^L, \dots) \quad (3.6)$$

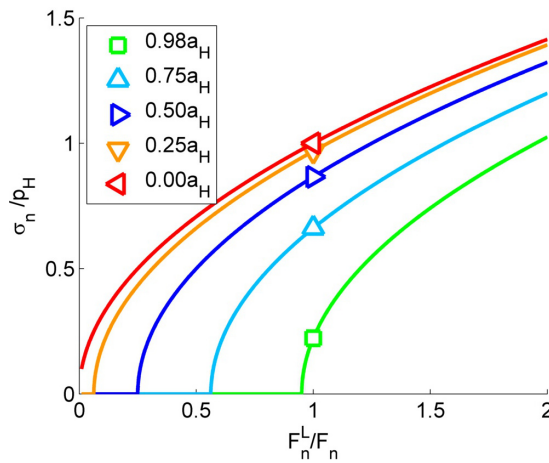


Figure 3.11 – Contrainte normale normalisée en fonction de l'effort normal, pour différentes positions dans le contact.

En combinant les fonctions (3.3), (3.4), (3.5) et (3.6), le comportement contrainte - fermeture idéal peut finalement être calculé en tout point x de la surface de contact (eq. (3.7), illustrée en courbes pointillées sur la figure 3.12).

$$\sigma_n(c) = f(c) \quad (3.7)$$

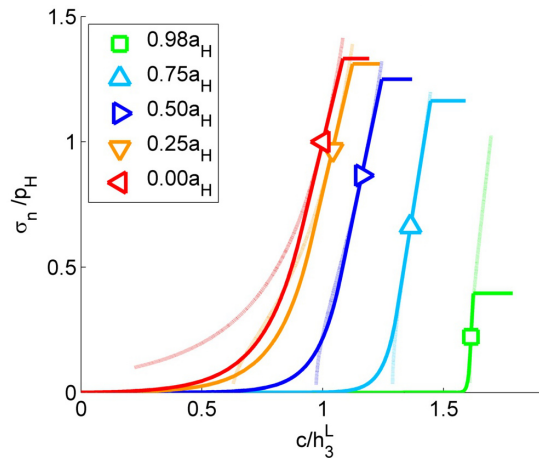


Figure 3.12 – Comparaison entre le comportement lubrifiant normalisé idéal (- -) et choisi (-), pour différentes positions dans le contact. La raideur $k(x)$ du lubrifiant correspond à la pente de ces courbes.

Avec une aspérité traversant le film de lubrifiant, l'état d'équilibre dévie légèrement des points de fonctionnement (symboles sur la figure 3.12). En conséquence, la seule portion utile des courbes est celle proche de ces points. Cela nous autorise à diviser les courbes de comportement finales en trois parties distinctes, nommées "sous-pression" ($\sigma_n(x) \in [0, \sigma_{n_1}(x)]$), "partie opérative" ($\sigma_n(x) \in [\sigma_{n_1}(x), \sigma_{n_2}(x)]$), et "sur-pression" ($\sigma_n(x) > \sigma_{n_2}(x)$). La partie opérative doit être ajustée au plus proche de la courbe idéale, alors que les deux autres parties peuvent être définies arbitrairement de telle sorte à être compatible avec les comportements standards du code éléments finis et à éviter les problèmes de convergence. Ici, le comportement a été choisi linéaire autour des points de fonctionnement. $\sigma_{n_1}(x)$ et $\sigma_{n_2}(x)$ sont définies comme les frontières à partir desquelles l'approximation linéaire dévie de plus de 10% par rapport au comportement idéal. La partie "sous-pression" possède une forme exponentielle, passe par l'origine $[0, 0]$ et possède la même dérivée que la partie opérative en $\sigma_{n_1}(x)$. La partie "sur-pression" est définie horizontale (fig.3.12).

Le comportement normal simplifié d'interface entre deux corps Ω_1 et Ω_2 défini ici est alors cohérent dans le sens où une fermeture négative induit une pression nulle, comme une perte de contact entre les deux corps. En augmentant la fermeture, la pression normale évolue de manière monotone jusqu'au point de fonctionnement avec une loi d'évolution linéarisée proche de celle d'un comportement EHD. Au-delà du point de fonctionnement, une augmentation de fermeture conduit à une augmentation de contrainte jusqu'à une valeur critique. Au-delà de cette dernière, l'interface peut être vue comme saturée et ne peut plus supporter plus de contrainte.

Il est à noter que la présence d'une aspérité dans le contact induira une valeur de fermeture plus faible que la valeur nominale. Ainsi, la partie "sur-pression" de la loi de comportement n'opère pas dans l'état d'équilibre final.

3.7 Maillage et conditions aux limites

Comme évoqué précédemment, le problème a été résolu en utilisant le logiciel Abaqus. Par symétrie et en ne considérant que des aspérités positionnées en $x_a = 0$, seule le quart de la géométrie est modélisée. Des conditions de symétrie sont imposées dans la direction z , en $z = 0$ et $z = z_{max}$ et dans la direction x , en $x = 0$. Les corps Ω_1 et Ω_2 sont maillés en utilisant des éléments linéaires à 4 nœuds pour les configurations 2D, parallélépipèdes linéaires à 8 nœuds et prismes linéaires à 6 nœuds pour les configurations 3D. Pour les configurations 2D et 3D, l'interface Ω_3 est maillée en utilisant des éléments joints (type "Gasket") à 4 et 8 nœuds, respectivement. Ces éléments acceptent en effet comme comportement une loi de type contrainte - fermeture comme illustrée en figure 3.12. Plusieurs raffinement de maillage sont définis, au niveau de la surface de contact et autour de l'aspérité (fig.3.13). Un minimum de quatre éléments a été utilisé dans l'épaisseur du revêtement. Un contact de type "Surface-to-surface" en glissement fini est défini entre l'aspérité et la surface antagoniste. Les contraintes de contact sont prises en compte à travers la méthode du Lagrangien augmenté. Comme le comportement normal du lubrifiant dépend de position x dans le contact, il est calculé pour chaque élément du lubrifiant en considérant ses coordonnées moyennes et son épaisseur moyenne.

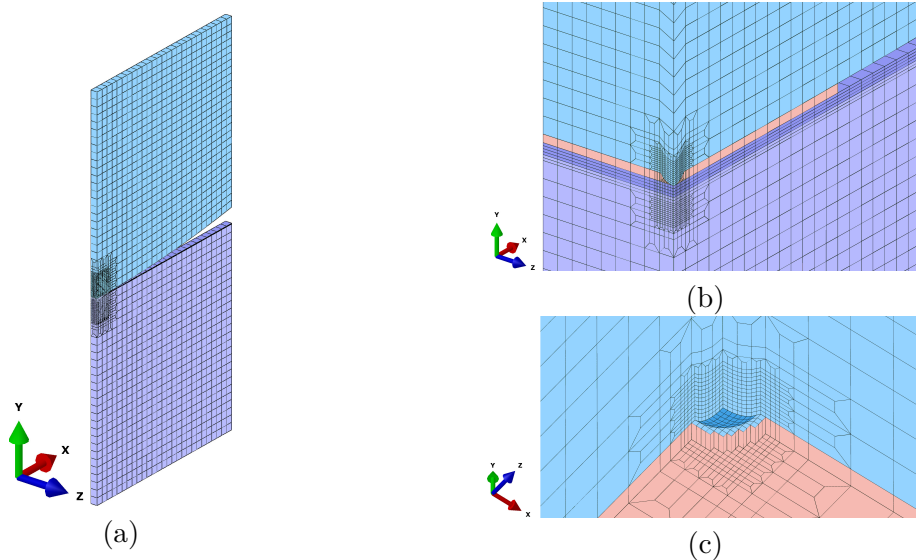


Figure 3.13 – Illustration du maillage. (a) Vue d'ensemble 3D, (b) zoom sur le lubrifiant et (c) zoom sur l'aspérité sphérique.

Pour simplifier la mise en données de nombreuses configurations et en automatiser l'analyse, un programme développé sous Matlab se charge de la génération du maillage (nœuds et éléments) ainsi que celle des groupes, des surfaces, des conditions aux limites et des étapes de calcul. Ce programme permet également d'exécuter les jobs Abaqus et d'en post-traiter les résultats.

3.8 Validation du modèle

A la connaissance de l'auteur et comme mentionné précédemment, il n'existe pas de solutions analytique pour le problème complet considéré ici, indépendamment des hypothèses effectuées. De même, un modèle EHD numérique complet impliquant un contact linéique perturbé par un unique chargement ponctuel n'a pas été trouvé dans la littérature. Ainsi, la validation du modèle est limitée à des comparaisons basiques sous conditions de contact simples.

3.8.1 Contact de Hertz

Sous les hypothèses effectuées dans les sections précédentes, un contact linéique de Hertz peut être utilisé comme configuration de référence. Les contraintes normales issues des formules de Hertz, d'un calcul 2D et 3D avec lubrifiant sans revêtement ni aspérité sont comparés en figure 3.14.

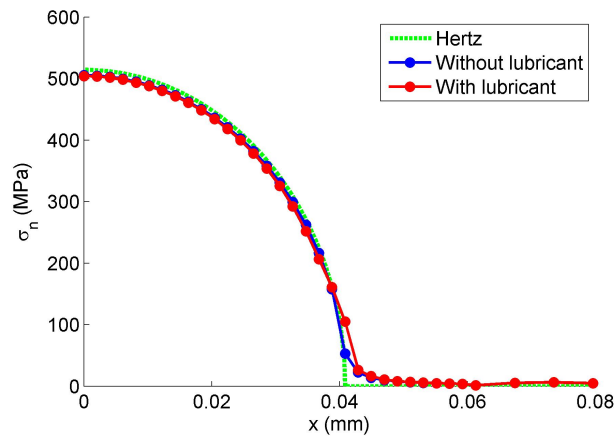


Figure 3.14 – Exemple de contrainte normale en surface pour une configuration de Hertz

Les contraintes normales avec et sans lubrifiant, pour être comparées, ne sont pas issues des variables de contact mais des valeurs aux points d'intégration extrapolées aux nœuds en surface. Les valeurs diffèrent ainsi légèrement de celles de Hertz, notamment au centre (valeur maximale) et en bord de contact (valeur théoriquement nulle). Cependant et comme attendu, les écarts entre la configuration avec et sans lubrifiant deviennent négligeables et une similarité quasi parfaite est observée à partir d'une vingtaine d'éléments dans le contact dans la direction x (erreur de moins de 0.5% sur la contrainte normale en surface).

3.8.2 Effet du lubrifiant

L'objectif principal de ce modèle simplifié est d'estimer l'effort transmis par une aspérité avec des hypothèses plus réalistes vis-à-vis du système considéré que celles des modèles simplifiés existants. En comparaison des modèles qui ne tiennent pas compte de la lubrification, la perturbation induite par l'aspérité (et donc l'effort qu'elle supporte) est attendue plus faibles.

Dans l'exemple donné en figure 3.15, l'intégration du lubrifiant entraîne une réduction de 14% de la contrainte normale maximale en surface et une réduction de 35% de l'effort passant par l'aspérité.

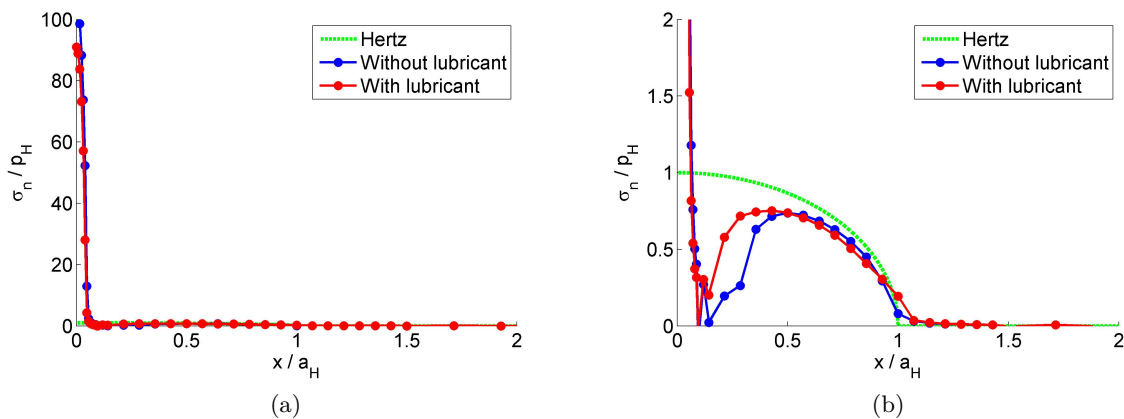


Figure 3.15 – Effet du lubrifiant sur la contrainte normale en surface. (a) Vue globale et (b) vue zoomée.

Une étude de convergence a également été effectuée pour identifier la limite à partir de laquelle il n'est plus nécessaire de raffiner le maillage de l'aspérité, c'est à dire à partir de laquelle l'effort calculé n'évolue plus. Il apparaît que l'effort peut être précisément identifié avec seulement quelques nœuds dans le contact. Cela signifie que l'aspérité peut être maillée avec seulement une dizaine de nœuds dans la direction x .

3.9 Quelques remarques sur les hypothèses formulées

Le modèle est a priori exploitable pour tout problème de contact lubrifié en régime EHD où une aspérité unique perturbe le champ de contrainte global. Nous nous sommes toutefois restreint ici aux contacts linéiques et tous les exemples sont issus d'une configuration came-poussoir où seul le poussoir est revêtu. Plusieurs hypothèses ont été introduites dans ce modèle simplifié, sur lesquelles nous pouvons à présent discuter.

D'un point de vue géométrique, les surfaces usinées ou les débris incrustés en surface ont des dimensions et des formes aléatoires et généralement angulaires. En les considérant sphériques, la perturbation de contrainte associée est a priori réduite. Cependant, les observations des revêtements usés des poussoirs montrent que la rupture ou l'usure des aspérités apparaît après des dizaines de stries, ce qui signifie qu'elles doivent être de hauteur suffisamment faible

et de géométrie relativement régulières pour éviter de larges concentrations de contraintes qui les élimineraient instantanément par rupture. Le profil sphérique considéré peut être vue comme une géométrie stabilisée durant la phase de création du réseau de stries et peut être reliée à la rugosité réelle de la surface ou aux dimensions des débris du lubrifiant.

L'hypothèse d'une épaisseur constante de lubrifiant dans le contact est la conséquence directe du choix de comportement du lubrifiant, qui se fonde sur des approximations analytiques et qui donnent accès uniquement à une valeur moyenne ou minimale d'épaisseur.

D'autre part, le pic de contrainte en sortie de contact lubrifié (fig.3.9) peut être raisonnablement négligé en comparaison du pic de contrainte induit par l'aspérité elle-même.

De manière similaire, et cela n'étant pas l'intérêt du présent modèle, le comportement purement élastique des matériaux peut être étendu par la prise en compte de la plasticité du substrat ou des contraintes résiduelles du revêtement. En étant plus représentatif du comportement réel des matériaux, nous pouvons accéder à de meilleures estimations de l'effort supporté par l'aspérité. Sous l'hypothèse de matériaux purement élastiques, l'effort calculé peut être vu comme une borne supérieure au-delà de laquelle un essai de scratch devient non pertinent par rapport aux conditions de scratch réelles. En dépit de cette simplicité, il existe une bonne corrélation entre les largeurs de contact de l'aspérité obtenues numériquement et les largeurs des réseaux de stries expérimentaux, toutes dans la plage [$1\mu\text{m}$ - $100\mu\text{m}$].

La principale contribution de ce modèle concerne le comportement normal de l'interface. Une comparaison a été effectuée en utilisant le comportement idéal et le comportement linéarisé de la partie opérative. À partir de la configuration de Hertz, les deux comportements convergent vers le même résultat avec l'augmentation du nombre d'éléments. Cependant, le comportement idéal est lui-même fondé sur une approximation et ne doit pas être considéré comme le comportement réel du lubrifiant. De plus, l'approximation linéaire est celle qui se rapproche le plus des résultats de Hertz avec un maillage grossier.

Les calculs sont des calculs statiques sans glissement. Des tests incluant une étape de glissement ont été effectués et il a été observé que celui-ci n'affecte pas l'effort d'aspérité calculé de plus de quelques pourcents. De même, nous pouvons définir un contact sans frottement entre l'aspérité et le revêtement sans modification notable de ces valeurs.

Enfin, le mécanisme du point de chargement sur lequel repose le modèle reste pertinent tant que la perturbation de l'aspérité reste faible. Cette perturbation peut être quantifiée en extrayant le champ de contraintes 2D à partir d'un calcul 3D et à le comparer à celui d'un calcul purement 2D. Pour des aspérités de dimension importante, le mécanisme du point de chargement tout comme l'hypothèse d'une épaisseur constante de lubrifiant ne peut plus être assumée, mais le modèle reste cohérent dans le sens où l'effet du lubrifiant deviendra négligeable devant celui de l'aspérité.

3.10 Exploitation du modèle

3.10.1 Perturbation induite par l’aspérité

La présence d’une aspérité dans un contact, lubrifié ou non, induit des perturbations fortes du champ de contrainte. Le contact aspérité / surface antagoniste est alors à rapprocher de celui obtenu lors d’un essai de scratch et est alors particulièrement complexe (voir chapitre 4). Or, comme suggéré dans les sections précédentes, les calculs sont des calculs statiques sans glissement et le maillage de l’aspérité est réduit autant que faire se peut pour limiter les temps de calcul.

L’exploitation du modèle pour l’analyse des contraintes au niveau de l’aspérité n’est donc pas recommandée, d’autant plus que le résultat autour de l’aspérité est plus proche d’un essai d’indentation que d’un essai de scratch. Néanmoins, nous pouvons noter que les niveaux de contraintes peuvent être extrêmement élevées (fig.3.14) et donc compatibles avec l’apparition de déformation plastique du substrat ou de rupture du revêtement.

3.10.2 Effort transmis par l’aspérité

Les essais de caractérisation par scratch standard utilisent un indenteur à pointe sphérique en diamant de rayon $200\mu\text{m}$ et un effort normal maximal variant dans la plage des Newtons aux dizaines de Newtons [134]. Pour des revêtements extrêmement fins, les nano-scratches sont plus adaptés et utilisent des indenteurs micrométriques et des charges normales de quelques milli-Newtons [135]. La question qui se pose alors est la suivante : ces essais de scratch et les efforts associés sont-ils représentatifs de ceux d’une aspérité traversant un film de lubrifiant dans un contact glissant ?

De nombreux calculs ont été exécutés en modifiant les caractéristiques de l’aspérité (hauteur, rayon), les paramètres matériaux (revêtement, substrat) et lubrifiant. Par conséquent, l’effort transmis par l’aspérité peut être affiché comme fonction de nombreuses variables.

Nous pouvons dans un premier temps afficher la variation d’effort d’aspérité fonction de sa hauteur h_a et de son rayon R_a (fig.3.16 pour des conditions fixées de contact came-poussoir et de paramètres matériaux).

Ces variations montrent pour un contact et des paramètres matériaux donnés, l’effort supporté par l’aspérité appartient à un large intervalle, des milli-Newtons aux Newtons et que, naturellement, plus grande est l’aspérité, plus grand est l’effort qu’elle supporte. Ces valeurs sont comparables, et donc compatibles, avec les essais de scratch standard macro, micro et nano.

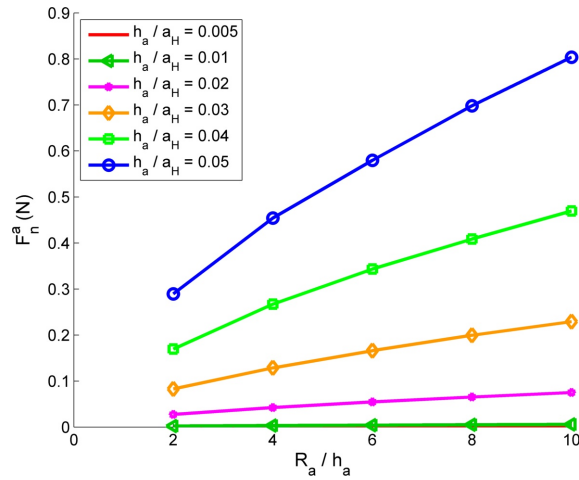


Figure 3.16 – Effort supporté par l’aspérité fonction de ses dimensions caractéristiques.

Nous pouvons également mettre en avant la forte dépendance de l’effort d’aspérité aux propriétés du revêtement (fig.3.17, E_s et E_r faisant référence aux modules élastiques du substrat et du revêtement, respectivement). Alors que le contact global n’est que peu influencé par le revêtement, les conditions de contact au niveau de l’aspérité le sont fortement. Cela s’explique par le fait que l’épaisseur du revêtement est du même ordre de grandeur que les dimensions de l’aspérité. L’une des conséquences de cette remarque est que la durée de vie d’un revêtement pourrait être améliorée en optimisant son épaisseur selon la plage probable des dimensions d’aspérité.

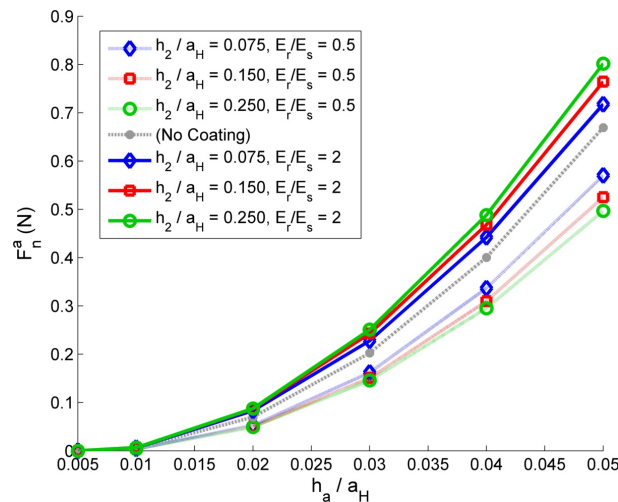


Figure 3.17 – Effort supporté par l’aspérité fonction des propriétés du revêtement.

Enfin, nous pouvons définir une carte de scratch constituée de doublets $\{R, F_n\}$ obtenus en faisant varier tous les paramètres de calcul dans les plages de l'application visée. Chaque doublet représente alors un point de fonctionnement probable du système et l'enveloppe de ces points de fonctionnement est nommée la partie opérative du système (fig.3.18). De cette carte, nous remarquons que les scratches tests standard effectués avec un indenteur de rayon $200\mu\text{m}$ sont loin des conditions réelles de contact aspérité / revêtement calculées ici. Les modes de rupture induits peuvent donc être différents de ceux apparaissant dans le système, tout comme leur lien avec l'écaillage généralisé du revêtement.

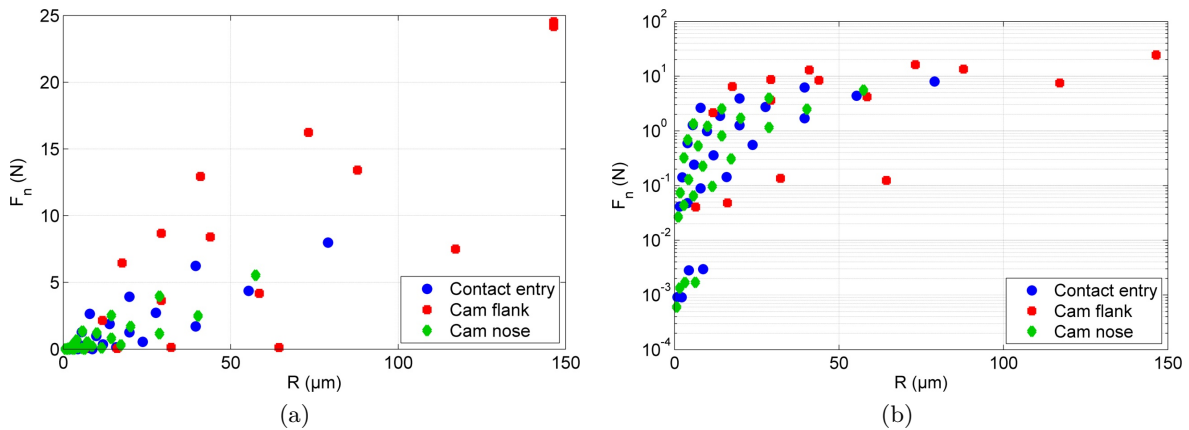


Figure 3.18 – Carte de scratch : points de fonctionnement probables du système (a) en échelle linéaire et (b) logarithmique.

3.11 Bilan

Le modèle développé dans ce chapitre a permis de définir un ensemble de points de fonctionnement probables des aspérités en surface de came. Fondé sur le mécanisme du point de chargement et sur un comportement d'interface linéarisé s'appuyant sur les approximations de la théorie de la lubrification EHD, il donne accès à une estimation a priori plus fiable de l'effort supporté par les aspérités que les modèles simplifiés existants.

Les points de fonctionnement, regroupés au sein d'une carte de scratch sous la forme d'une partie opérative, permettent de juger de la pertinence des scratches tests par rapport aux sollicitations réelles du revêtement.

L'analyse du comportement des DLC sous sollicitation de scratch, tout comme la question de leur pertinence et de leur représentativité, fait l'objet du chapitre suivant.

Comportement des DLC sous sollicitation de scratch

Sommaire

4.1	Mécanique du scratch	74
4.2	Analyse expérimentale	75
4.3	Analyse numérique	83
4.4	Bilan	91

Le scénario d'usure proposé au chapitre 2 à la suite de l'expertise de la base d'essais PSA Peugeot Citroën a mis en avant deux risques majeurs d'endommagement des DLC en application MCI, dont l'écaillage généralisé du revêtement. Cet écaillage généralisé semble corrélé à la présence de nombreux réseaux de stries à la surface des poussoirs usés (voir section 2.3).

À partir de la carte de scratch identifiée au chapitre 3, nous nous intéresserons donc à travers ce chapitre à l'analyse du comportement des revêtements DLC sous sollicitation de scratch. L'objectif principal est de mieux cerner, s'il existe, le lien de causalité entre réseaux de stries et écaillage généralisé.

Après avoir introduit quelques éléments de la mécanique du scratch, nous articulerons le chapitre autour de deux axes majeurs : l'étude expérimentale du comportement des DLC d'une part, puis son équivalent numérique d'autre part.

4.1 Mécanique du scratch

Lors d'un essai de scratch (dont le principe a été décrit en section 1.4.5), de multiples modes d'endommagement peuvent être observés : déformation plastique du substrat, fissures, écaillage localisé, écaillage massif. La réponse d'un système revêtu à une sollicitation de scratch dépend de nombreux paramètres intrinsèques (vitesse de chargement, de déplacement, rayon d'indenteur, etc...) et extrinsèques (propriétés matériaux, coefficient de frottement, rugosités, etc...) [136].

De nombreux travaux se sont attachés à décrire et à caractériser la réponse des systèmes revêtus lors d'un scratch. Bull [137] a ainsi proposé une carte de rupture pilotée par le rapport de dureté substrat / revêtement (fig.4.1(a)). Diao [138] a proposé une carte similaire dans le cas de scratches répétés où le mode de rupture dépend de l'effort normal appliqué et du nombre de cycles (fig.4.1(b)).

Parmi les analyses dédiées au comportement des DLC, nous citerons également celle de Chang [139] qui s'appuie sur des scratches standard et celles de Huang [140, 141] et Charitidis [135] qui exploitent des nanoscratchs. Dans tous les cas, les observations concordent avec les modes de rupture génériques décrits dans [136, 137, 142].

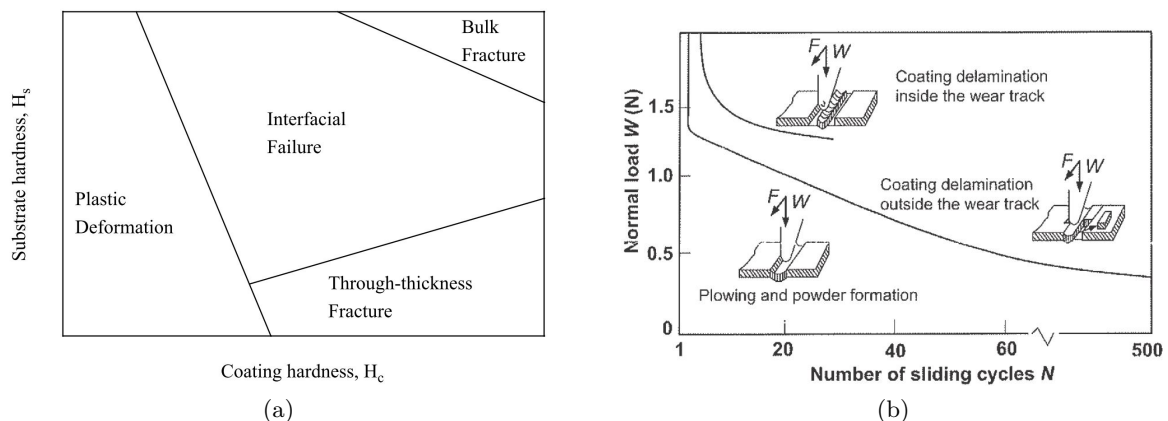


Figure 4.1 – Carte de rupture lors d'un essai de scratch. (a) [137] et (b) [138].

Plusieurs travaux ont montré qu'un plus grand indenteur (rapporté au scénario d'usure : qu'une plus grande aspérité) n'est pas nécessairement associé à une usure plus sévère ou à une rupture plus précoce. L'effet de la géométrie de l'indenteur a été étudié par Ichimura [143] et Xie [144] qui ont mis en avant la forte influence du rayon d'indenteur sur les modes de rupture du revêtement et les charges critiques mesurées. Pour un solide non revêtu, Woldman observe une augmentation de l'usure avec une diminution du rayon de l'indenteur [130]. Enfin, Haque suggère à partir d'essais d'usure avec lubrifiant pollué que la profondeur de cisaillement maximale pour les débris les plus massifs se situe sous l'interface revêtement-substrat, ce qui permet d'expliquer les plus faibles taux d'usure observés [131].

Lors du scratch, le champ de contraintes et de déformations autour de l'indenteur est particulièrement complexe (fig.4.2) et seule une approche numérique permet d'avoir accès à l'intégralité de l'état du système à chaque instant. De ce point de vue, Holmberg a développé un modèle éléments finis pour analyser les premières phases de scratch avec un indenteur sphérique, montrant que les premières fissures sont pilotées par un excès de traction à la surface du revêtement [145, 146]. A l'aide d'une analyse par éléments cohésifs, Lu montre que la rupture de l'interface est due à l'action combinée de contraintes de compression dans le revêtement et de traction à l'interface [147].

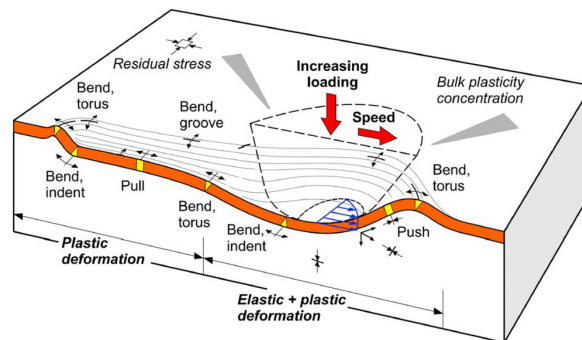


Figure 4.2 – État mécanique autour de l'indenteur lors d'un essai de scratch [146].

Peu d'études semblent en revanche s'intéresser à l'état mécanique du système après scratch. Les contraintes résiduelles apparaissant après le passage de l'indenteur ont été étudiées par Kermouche dans le cas de solides non revêtus [148]. Dans le cas de solides revêtus, nous pouvons citer Sen et ses travaux sur les contraintes résiduelles après indentation [87]. Dans tous les cas, de fortes concentrations et discontinuités de contraintes se créent à l'interface revêtement / substrat, ce qui, à terme, peut conduire à une rupture prématurée de l'interface.

4.2 Analyse expérimentale

4.2.1 Caractérisation des échantillons

Les échantillons sur lesquels se fonde cette étude expérimentale ont été fournis par l'entreprise HEF. La géométrie des échantillons correspond à celle d'une pastille de diamètre 25mm et de hauteur 5mm (fig.4.3).



Figure 4.3 – Illustration des échantillons utilisées.

Les échantillons sont composés d'acier AISI M2 revêtus de deux différents DLC. De la famille des DLC hydrogénés, l'un est dopé au tungstène, l'autre au silicium. Ils sont similaires à ceux utilisés dans le système came-poussoir étudié. Toutes les propriétés matériaux, issus des standards de caractérisation du fournisseur, sont listées dans le tableau 4.1, où les données sur-

montées d'un astérisque sont des données non mesurées. Leur structure est illustrée en figure 4.4. Les conditions exactes de dépôt n'ont en revanche pas été transmises par le fournisseur.

	Substrat	DCX	DDT
Structure	AISI M2	Cr+CrN + a-C :H :Si + a-C :H	WC+WCC + a-C :H
Épaisseur (mm)	5	0.9e-3 (Cr+CrN) + 2.5e-3 (a-C :H :Si+a-C :H)	0.9e-3 (WC+WCC) + 2.5e-3 (a-C :H)
Dureté (HV _{20mN,30s})	770	3600	3900
Ra (µm)	0.02	0.19	0.25
E (GPa)	210*	223	239
R _e (MPa)	4500*		
ν	0.27*	0.2*	0.2*

Tableau 4.1 – Propriétés matériau des échantillons.

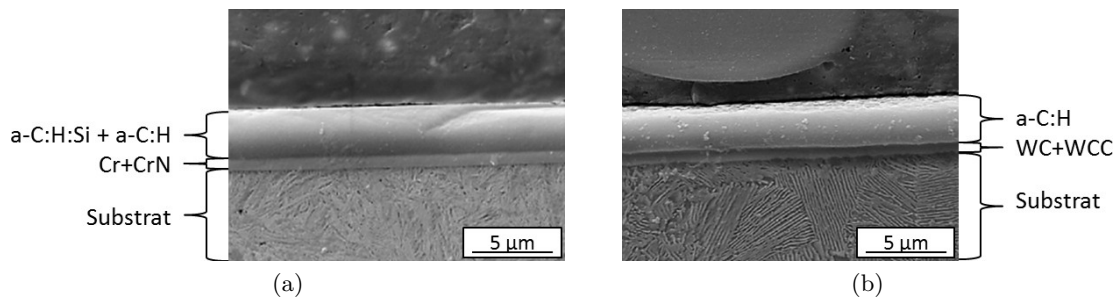


Figure 4.4 – Illustration de la structure des DLC testés. (a) DCX et (b) DDT

4.2.2 Protocole expérimental

Les scratches ont été réalisés à l'aide d'un scratch testeur CSM équipé d'indenteurs à pointe sphérique de type Rockwell C (fig.4.5). Les rayons d'indenteurs (10, 20, 50, 100 et 200µm) et les longueurs glissées ont été choisies pour couvrir la plage des largeurs et longueurs de stries observées sur poussoirs. La force normale est définie comme linéairement croissante, de la charge minimale admissible jusqu'à une charge suffisamment élevée pour s'assurer de la rupture totale du revêtement. Ces conditions de chargement sont définies dans le tableau 4.2 et illustrées en figure 4.6. Nous noterons par ailleurs que ces conditions de chargement se superpose à la partie opérative du système came poussoir calculée au chapitre 2 (fig.3.18) Les vitesses de déplacement ont été choisies égales à 1 et 100mm/min. Avant chaque scratch, les échantillons sont nettoyés à l'éthanol.

Désignation	R (µm)	P (N)	L (mm)	V (mm/min)
R10	10	0.03 to 1.00	5.0	1-100
R20	20	0.03 to 3.00	5.0	1-100
R50	50	0.03 to 4.5	5.0	1-100
R100	100	0.03 to 10.0	5.0	1-100
R200	200	0.03 to 23.5	5.0	1-100

Tableau 4.2 – Paramètres des scratches de caractérisation

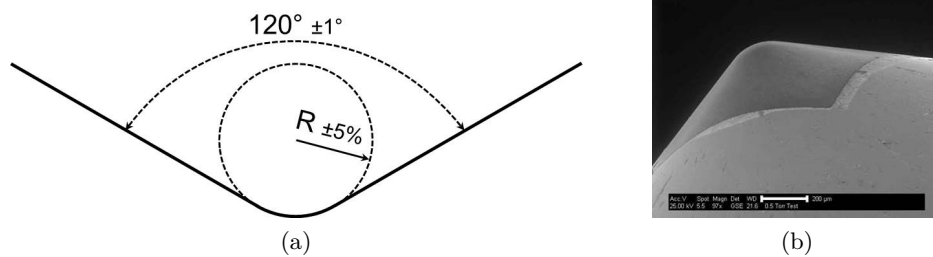


Figure 4.5 – (a) Géométrie des indenteurs utilisés et (b) vue MEB de l'indenteur R200µm.

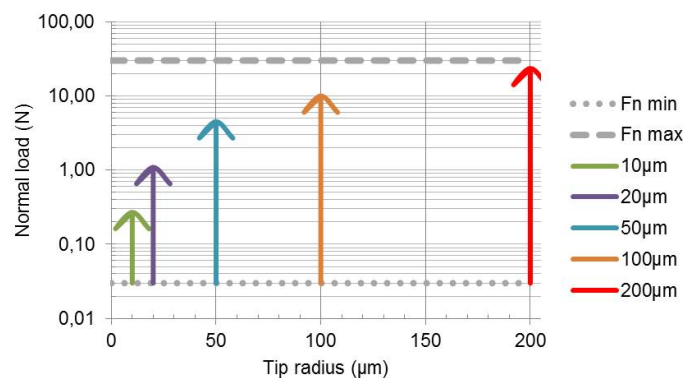


Figure 4.6 – Illustration des conditions de scratch de caractérisation sous la forme d'une carte de scratch.

4.2.3 Observations et analyses

Dans les paragraphes suivants, nous nous concentrerons dans un premier temps sur l'analyse des scratches du revêtement DCX, effectués à 1mm/min. Pour la lisibilité du texte, les illustrations expérimentales et numériques seront limitées aux scratches effectués avec les rayons 10, 50 et 200µm. Les discussions associées sont néanmoins intégralement compatibles avec les observations effectuées à 20 et 100µm.

Comme attendu et pour tous les scratches, à partir d'une certaine charge, le couple substrat / DLC montre des signes d'endommagement (fig.4.7). Évoluant avec l'augmentation de la charge, ces endommagements coïncident avec les dégradations génériques décrites dans [142].

Cela débute par l'apparition d'une déformation plastique du substrat, induisant une légère trace résiduelle. À partir d'un certain niveau d'effort normal, des fissures d'orientation variable (circulaires ou rectilignes) peuvent être observées au bord de la trace (fig.4.7, à gauche). Ces fissures peuvent se propager complètement pour former des fissures conformelles ou des fissures de Hertz [142]. Leur forme et l'analyse de la littérature indiquent qu'elles sont créées à l'arrière de l'indenteur. Avec l'augmentation de l'effort normal, plusieurs mécanismes d'écaillage apparaissent, de l'écaillage localisé (fig.4.7(b), à gauche) à l'écaillage massif (fig.4.7, à droite). Le premier est généralement relié au différentiel de retour élastique entre le substrat et le revêtement lors de la phase de décharge. Les écailles sont de dimensions faibles devant la largeur de

contact et le substrat n'est pas systématiquement exposé, ce qui implique que les fissures ne se propagent pas jusqu'à l'interface. Le second correspond à la rupture de l'interface par compression excessive dans le revêtement, avec des dimensions caractéristiques d'écaillés similaires à la largeur de contact. La rupture de l'interface est caractérisable par la mise à nu du substrat sur une section non négligeable. Le forme des écaillés est également différente de celles générées par différence de retour élastique et démontre une rupture en front d'indenteur.

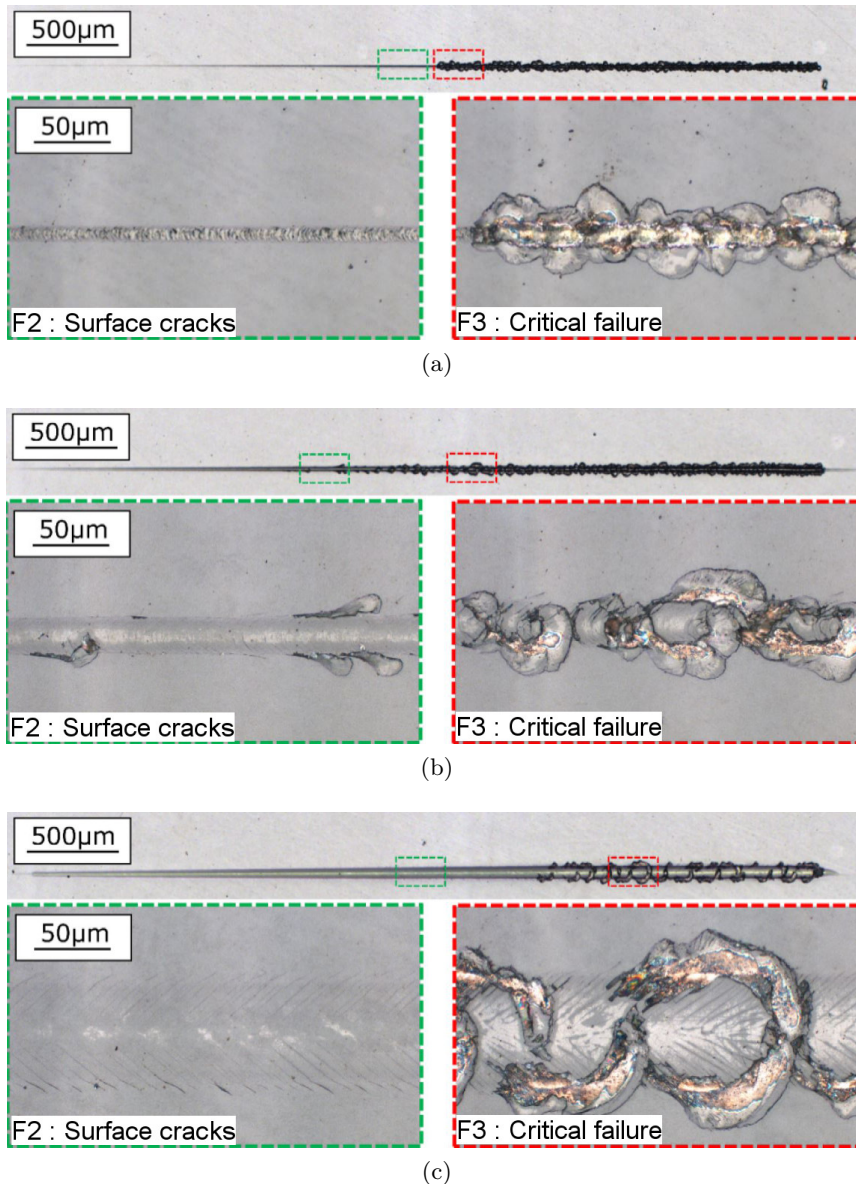


Figure 4.7 – Illustration des scratches à 1mm/min sur DCX. (a) R10, (b) R50, (c) R200.

Si les modes de rupture correspondent bien à ceux généralement observés dans le cas d'un revêtement dur fragile sur un substrat mou ductile, nous pouvons ici en préciser la cinétique et détailler l'évolution d'un mode de rupture à un autre. Similaire pour l'ensemble des scratches, elle est particulièrement identifiable sur les scratches à R200µm et s'illustre par la figure 4.8.

Lorsque la déformation imposée par la plasticité du substrat (a) n'est plus admissible par le revêtement, des fissures apparaissent en bord de trace, relativement espacées les une des autres et de longueur relativement faible (b). L'augmentation de la charge normale avec la longueur glissée entraîne une augmentation de la densité de ces fissures et de leur longueur, avec une direction de propagation privilégiée vers le centre de la trace (c-d). À partir d'une certaine charge, il apparaît que la densité de fissures atteint une densité critique, maximale. Dans le même temps et par symétrie, leur propagation ne peut pas se faire au-delà du centre de la trace (e). Nous observons alors que les fissures commencent à se propager de manière non négligeable vers l'extérieur de la trace, peu avant les premières ruptures critiques (f).

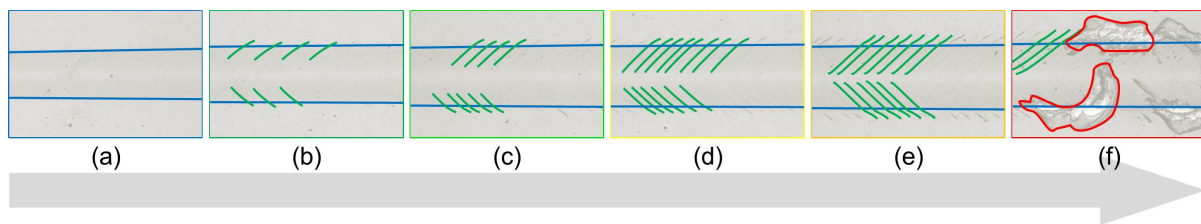


Figure 4.8 – Cinétique des scratches sur DLC : de la déformation plastique du substrat à la rupture de l'interface.

En observant en détail ces ruptures critiques, nous remarquons une coïncidence entre les fronts de fissure en surface et le profil des éclailles. Cela suggère que la rupture critique de l'interface en amont d'indenteur est induite par les fissures du revêtement créées en aval, selon les chemins de propagation illustrés en figure 4.9.

Les vues correspondent à celles typiquement observables aux instants de rupture critique. En ① sont pointées des fissures de surface n'ayant pas entraîné de rupture critique. Lorsque c'est le cas, leur profil s'observe bien en bord d'écaïlle ②. En se propageant vers l'interface et sous des conditions suffisantes de chargement, ces fissures de surface semblent alors bifurquer à l'interface, créant un front de fissure se propageant de l'arrière vers l'avant de l'indenteur ③ jusqu'à ce qu'il bifurque à nouveau vers la surface en créant une écaïlle ④.

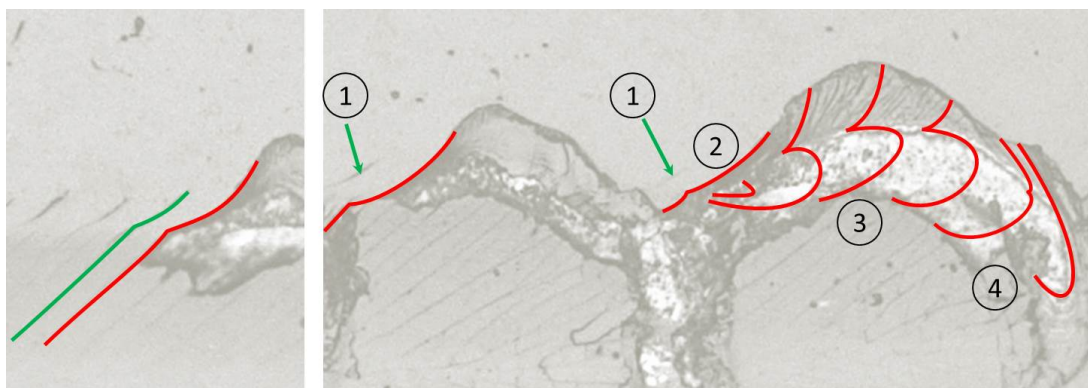


Figure 4.9 – Illustration des chemins de fissuration conduisant à la rupture critique du DLC. **En vert** : fronts de fissure en surface n'ayant pas entraîné de rupture critique. **En rouge** : fronts de fissure ayant conduit à une rupture critique.

Cela s'accorde avec le fait que l'aire de rupture de l'interface croît avec l'augmentation de l'effort normal, d'une portion en bord de trace jusqu'à la largeur total de contact (par intersection des fronts de fissure créés de part et d'autre de la trace).

Cette description purement empirique de l'évolution et des transitions entre modes de rupture nécessite d'être complétée et validée par une analyse mécanique du système, qui fera l'objet de la section 4.3. Les chemins de fissuration présentés ici ne sont donc, à ce stade, qu'hypothétiques. Un suivi vidéo in-situ permettrait de confirmer ou non cette description, mais n'est cependant pas disponible sur le scratch testeur. Le scénario alternatif le plus probable est de considérer que la rupture critique soit une rupture spontanée de l'interface en avant de l'indenteur, avec un front de fissure qui se propage de l'avant vers l'arrière et qui se stabilise en rejoignant celui créé par la rupture en surface.

Les formes différentes d'écaillés produites sous charges critiques sont dues aux sollicitations différentes créées lors du scratch, induites par les rapports largeur de contact sur épaisseur du revêtement qui varient fortement entre un rayon $R_{10\mu\text{m}}$ et un rayon $R_{200\mu\text{m}}$. Xie a par exemple montré qu'un plus grand rayon indenteur conduit à une augmentation des contraintes de compression et une réduction de celles de flexion [144]. Cet effet, combiné à la réduction de la contrainte critique à flambement avec le rayon de la région sollicitée [149], participe à des mécanismes de rupture (et donc à des formes d'écaillés observables) différents.

Les essais de scratches sur DCX ont été reproduits sur DDT. Bien que les deux DLC soient des DLC hydrogénés de même épaisseur, leur comportement s'avère légèrement différent. Le DDT présente des modes de rupture similaires mais à des valeurs d'effort normal plus élevées, ce qui implique une meilleure résistance à la rupture.

D'autre part, il n'existe pas de différence notable entre les scratches réalisés à 1mm/min et ceux à 100mm/min, ce qui montre qu'il n'existe pas d'effets visqueux observables agissant à ces vitesses. Enfin, bien que ces vitesses de déplacement soient très inférieures à celles obtenues sur le système came-poussoir (jusqu'à plusieurs m/s), les scratches présentent des modes de rupture similaires et couvrent l'ensemble d'entre eux. Il est cependant à noter que les cas d'écaillage ou de rupture critique sont rarement observés sur les poussoirs revêtus (exemples en figure 2.22(c-d)). Cela est cohérent avec la carte de scratch (fig.3.18), pour laquelle la majorité des efforts calculés n'excèdent pas les valeurs d'effort mesurés conduisant à la rupture critique.

4.2.4 Carte de rupture

À chaque mode d'endommagement peut en effet être associé un effort normal, nommé effort critique. Nous en retiendrons ici trois, associées respectivement à : la plasticité du substrat (trace observable, effort critique F1), les premières fissures de surface (F2) et la première rupture critique (F3). Les valeurs expérimentales sont listées dans le tableau 4.3, desquelles sont extraites des courbes d'iso-sévérité qui permettent de définir ainsi une carte de rupture (figures 4.10 et 4.11), dans un esprit similaire à celles présentées en figure 4.1. Ces cartes peuvent être directement comparées à l'aire des points de fonctionnement probables des aspérités en surface de came, calculées au chapitre 3. Elles confirment ici que les conditions de chargement probable du système came-poussoir sont bien couvertes par la gamme de scratches sélectionnée.

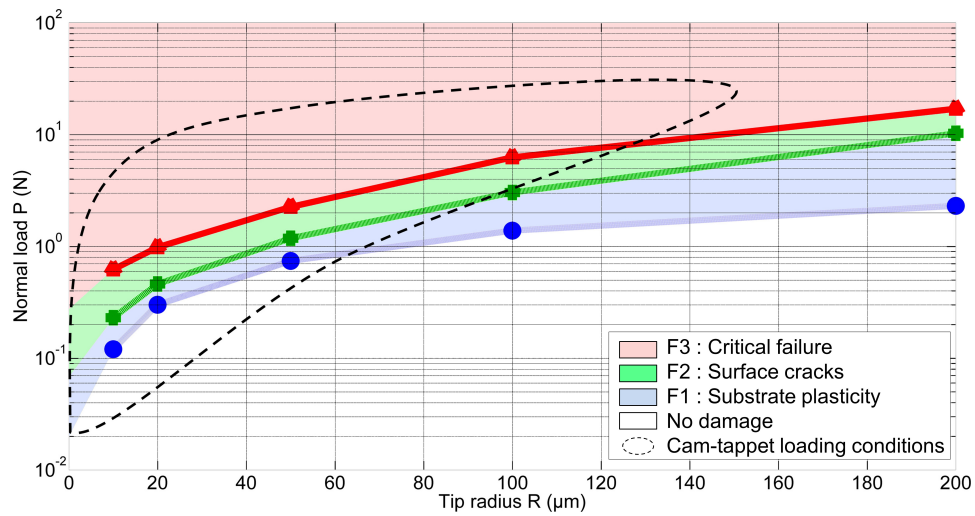


Figure 4.10 – Carte de rupture pour le revêtement DCX : comparaison des courbes d’iso-sévérité et de la partie opérative du système came-poussoir.

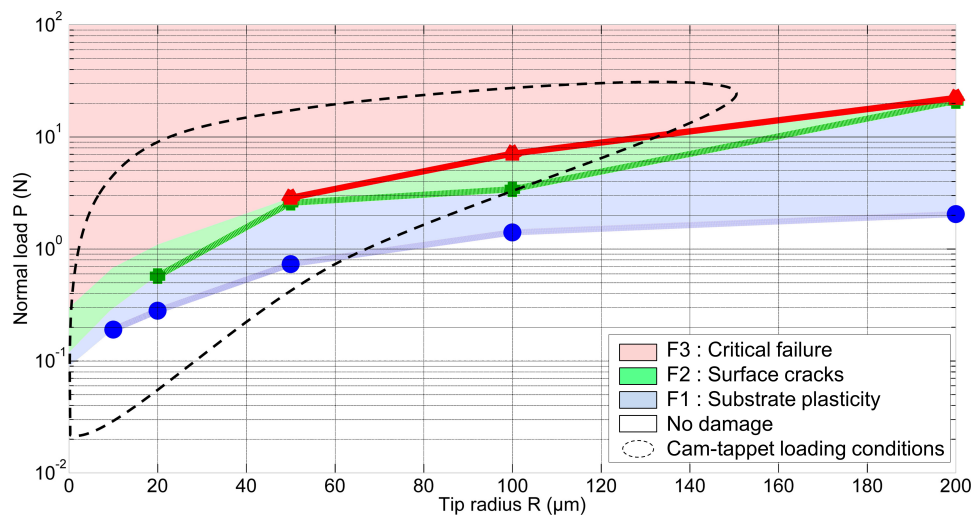


Figure 4.11 – Carte de rupture pour le revêtement DDT : comparaison des courbes d’iso-sévérité et de la partie opérative du système came-poussoir.

Désignation	DCX			DDT		
	F1	F2	F3	F1	F2	F3
R10	0.12	0.23	0.62	0.19	NM	NM
R20	0.30	0.46	0.98	0.28	0.57	NM
R50	0.74	1.18	2.25	0.73	1.61	2.85
R100	1.38	3.03	6.24	1.40	3.85	7.06
R200	2.30	10.25	16.98	2.04	9.84	22.17

Tableau 4.3 – Efforts critiques moyens (en N) relevés sur DCX et DDT. "NM" : Non mesuré sur les scratches réalisés.

4.2.5 Analyse topographique

En parallèle de l'analyse des modes d'endommagement, nous pouvons analyser les scratches d'un point de vue des modifications topographiques qu'ils engendrent. Sur les exemples de la figure 4.12, nous notons que les traces résiduelles ne correspondent pas à de simples sillons. De part et d'autre de ces derniers se trouvent une élévation de surface dont la hauteur est supérieure ou égale à la profondeur du sillon.

Ces modifications topographiques dépendent évidemment des rayons d'indenteur et du chargement appliqué et sont la conséquence des déformations irréversibles du substrat associées à un processus de type pile-up, dont une analyse numérique a été récemment publiée par Vedaiei-Sabegh [150]. Il y est montré que ce processus (et son antagoniste, le sink-in) est piloté par le rapport entre déformation élastique et déformation plastique du substrat, par la profondeur de pénétration, le coefficient de frottement et le comportement élasto-plastique des matériaux.

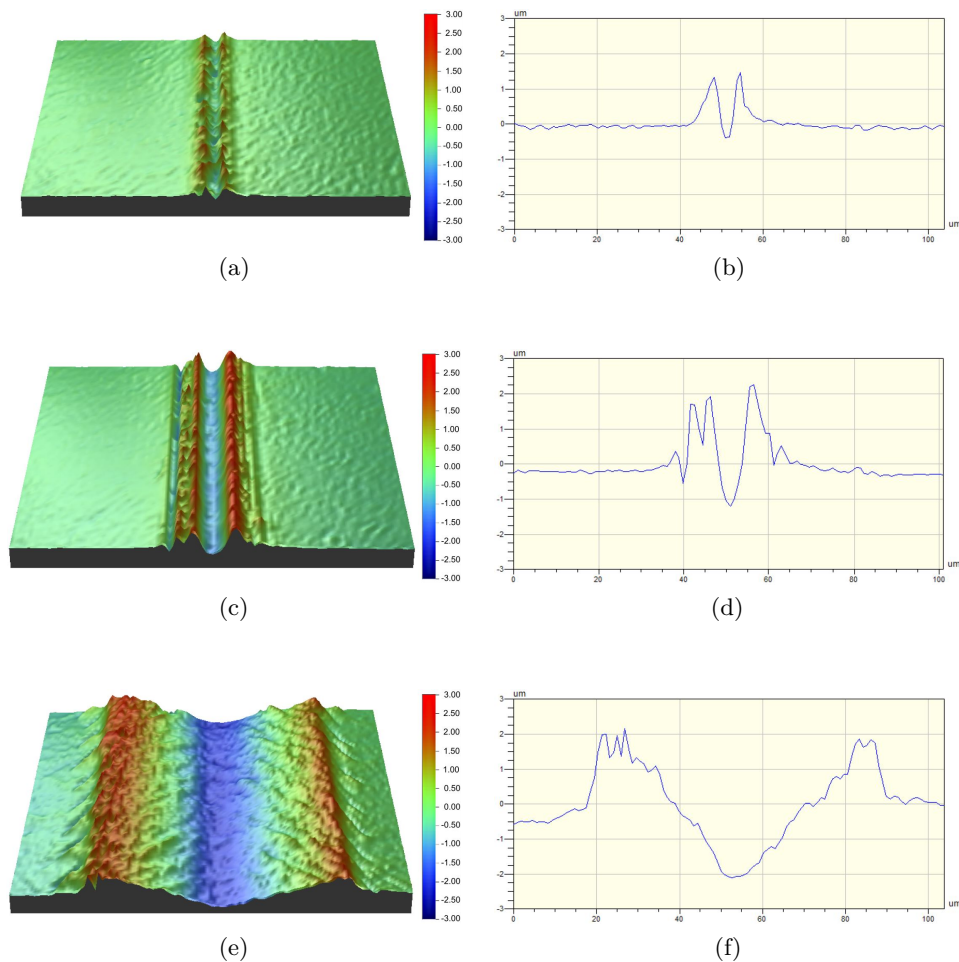


Figure 4.12 – Exemples de modification topographique de surface de scratches sur DCX avec différents rayons d'indenteur. Vues 3D et mesure transverse associée avant rupture critique. (a-b) R10 à 1mm/min, (c-d) R50 à 1mm/min, (e-f) R200 à 1mm/min.

4.3 Analyse numérique

L'analyse empirique de l'évolution des modes d'endommagement du revêtement lors d'un scratch nécessite d'être complétée par une analyse mécanique des sollicitations autour de l'indenteur. Le couplage des deux analyses permettra alors de juger de la cohérence et de la pertinence de la cinétique proposée, et de préciser voire identifier les variables capables de rendre compte des différents modes de rupture observés. Pour avoir accès à l'état mécanique du système lors du scratch, un modèle EF a été exploité.

4.3.1 Description du modèle, chargement et conditions aux limites

Afin de limiter le nombre total d'éléments du modèle et le temps de calcul, seule une portion de l'essai de scratch est modélisée et nous exploitons la symétrie théorique du système (de part et d'autre de la trace) pour n'en mailler que la moitié.

Le modèle est illustré en figure 4.13(a). Les choix de maillage et les hypothèses de modélisation sont similaires à celles du modèle numérique présenté au chapitre 3. Les surfaces et l'interface DLC / substrat sont supposées parfaitement lisses et l'interface est supposée parfaite. Les éléments sont de type 3D linéaires à 6 ou 8 nœuds et sont au nombre de 4 minimum dans l'épaisseur du revêtement, 7 minimum dans la demi-largeur de contact. Afin de ne pas avoir de variation brutale de taille d'éléments à l'interface DLC / substrat pouvant nuire à la précision des résultats, nous imposons 2 éléments de dimensions similaires à celle du revêtement dans le substrat, sous l'interface (fig.4.13(b)). Les volumes utiles sont définis en figure 4.14(a), où les frontières sont positionnées à une distance de 15 à 20 fois la demi-largeur de contact de la zone utile. Les conditions aux limites imposées sont précisées en figure 4.14(b). D'autre part, l'indenteur est modélisé par une sphère infiniment rigide de rayon égal aux rayons des indenteurs sphériques utilisés.

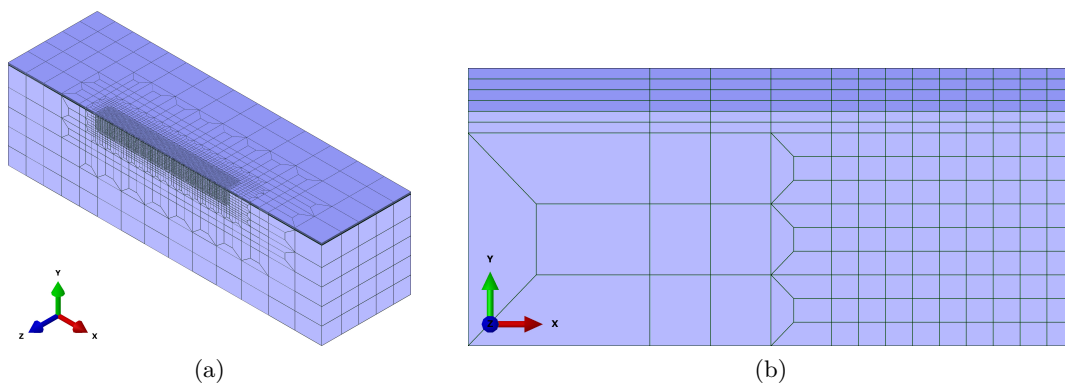


Figure 4.13 – Illustration du modèle EF. (a) Vue 3D et (b) zoom sur le revêtement et l'interface DLC / substrat.

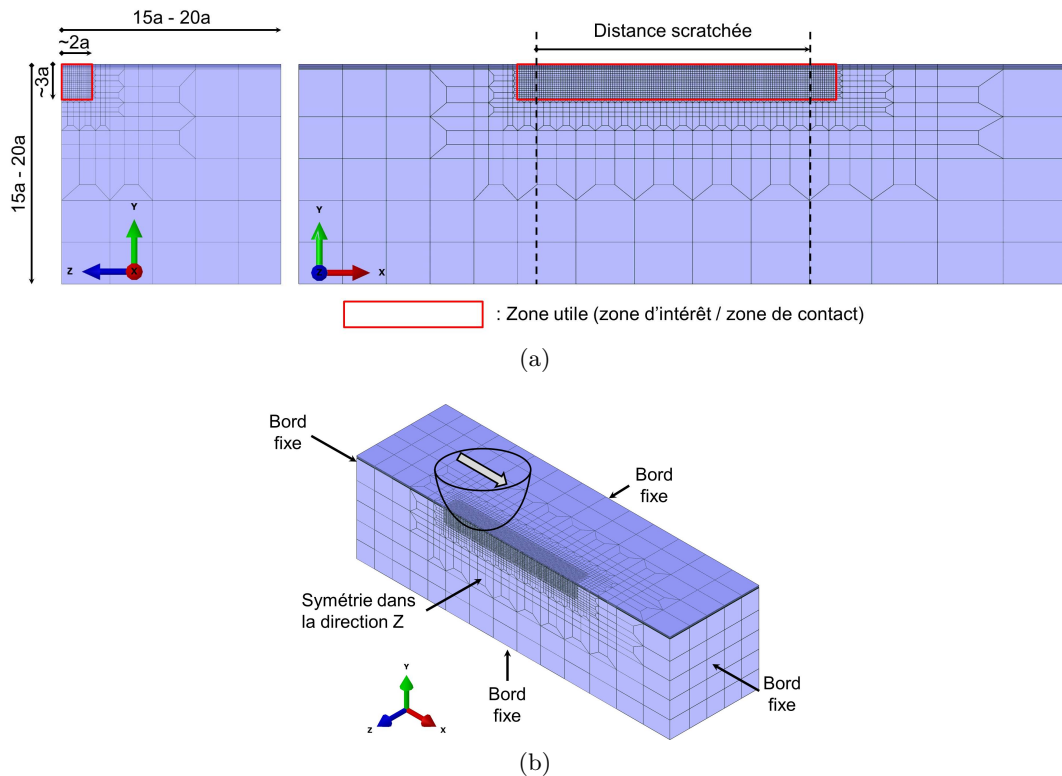


Figure 4.14 – Détail (a) des volumes utiles et (b) des conditions aux limites.

Le chargement est décomposé en 4 étapes. Dans un premier temps, l'indenteur est mis en contact à déplacement vertical imposé avec la surface revêtue. Pour cette étape préliminaire, l'amplitude de déplacement est choisie suffisamment grande pour s'assurer du contact entre les deux surfaces mais suffisamment faible pour ne pas générer de contraintes élevées dans le revêtement. Dans la deuxième étape, le déplacement vertical imposé est remplacé par un effort normal imposé, égal à l'effort normal initial de la portion de scratch à simuler. La troisième étape correspond à la simulation du scratch, c'est à dire que l'effort normal varie linéairement de l'effort normal initial à l'effort normal final, avec un déplacement latéral de l'indenteur imposé. La dernière étape consiste à retirer l'indenteur en imposant à nouveau un déplacement vertical.

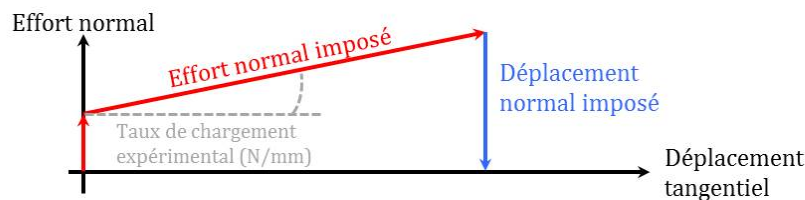


Figure 4.15 – Illustration du chargement appliqué.

Tout comme pour le modèle numérique développé au chapitre 3, l'ensemble des configurations sont paramétrées, exécutées et post-traitées à partir d'un programme développé sous Matlab.

4.3.2 Comportements matériaux

Compte-tenu des données matériaux connues (cf. tableau 4.1), le comportement du substrat est choisi homogène isotrope élastique parfaitement plastique. Le revêtement est quant à lui homogène, isotrope et purement élastique, sans prise en compte de ses éventuelles contraintes résiduelles. Le coefficient de frottement entre l'indenteur et le revêtement a été fixé à 0.15 d'après les valeurs moyennes relevées expérimentalement.

Plusieurs auteurs démontrent cependant que les comportements simplifiés choisis ici ne permettent évidemment pas de reproduire tous les mécanismes en jeu lors du scratch. Vedaei-Sabegh [150] insiste par exemple sur le fait qu'un comportement élastique parfaitement plastique du substrat ne suffit pas pour simuler fidèlement le processus de pile-up (fig.4.12). La prise en compte de l'endommagement du revêtement (relaxation due aux fissures par exemple) dans la simulation d'un scratch a été étudié par Tkaya [151] qui conclut sur une note similaire. L'analyse des simulations a donc fait l'objet de précautions particulières afin de tenir compte de ces remarques.

4.3.3 Résultats et analyses de la phase de scratch

Le comportement matériau entre revêtements DCX et DDT ne variant pas de manière significative, seule l'analyse des résultats avec DCX sera présentée.

Sans a priori, nous pouvons nous intéresser dans un premier temps à l'analyse des variables de contact. Nous constatons alors que les valeurs calculées de contraintes normales varient fortement d'un rayon d'indenteur à l'autre. À l'instant de la rupture critique, elles sont ainsi de répartition relativement semblable mais sont d'autant plus élevées que le rayon d'indenteur est faible (fig.4.16).

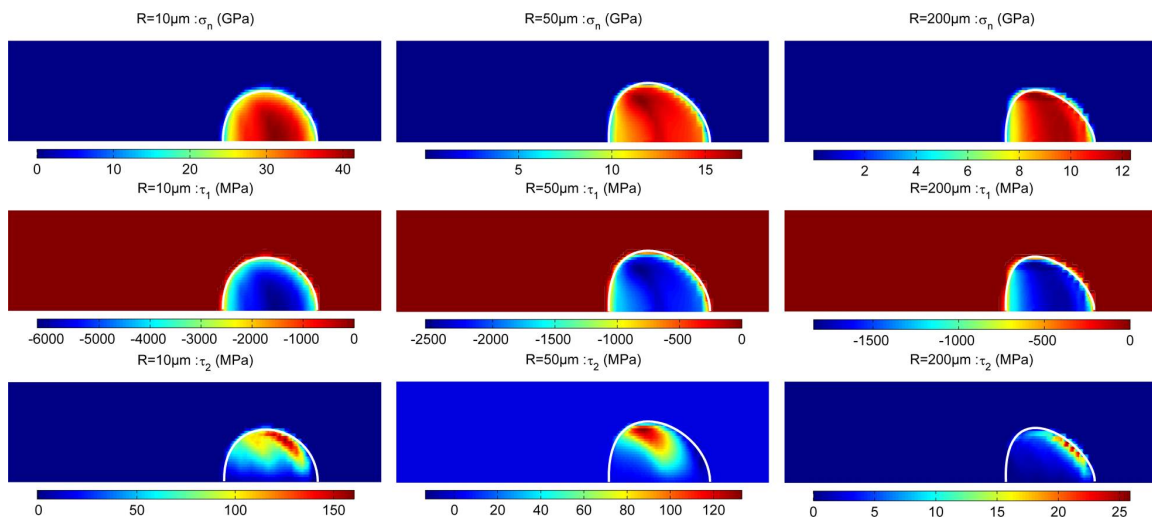


Figure 4.16 – Comparaison des contraintes normales (σ_n , en haut) et tangentielles (dans la direction de glissement, τ_1 , au milieu et perpendiculaire à la direction de glissement, τ_2 , en bas) en surface de contact à l'instant de rupture critique. (gauche) R10µm, (centre) R50µm, (droite) R200µm.

La littérature précise les mécanismes à l'origine des différentes dégradations observées. L'identification de variables corrélées à ces dégradations s'est donc effectuée en s'appuyant sur ces descriptions (voir section 4.1).

Le premier résultat à mettre en avant est alors la corrélation entre les fissures observées avant rupture critique (où les fissures sont clairement observables, figure 4.17, en haut) et les directions perpendiculaires aux directions des contraintes principales maximales en surface (figure 4.17, en bas). Cela montre que le revêtement est bien assimilable à un matériau fragile et que les fissures observées s'initient en surface, pilotées par les contraintes principales et se propagent vers l'interface. Ces résultats sont en cohérence avec le mécanisme d'initiation de fissure développé par Holmberg [146].

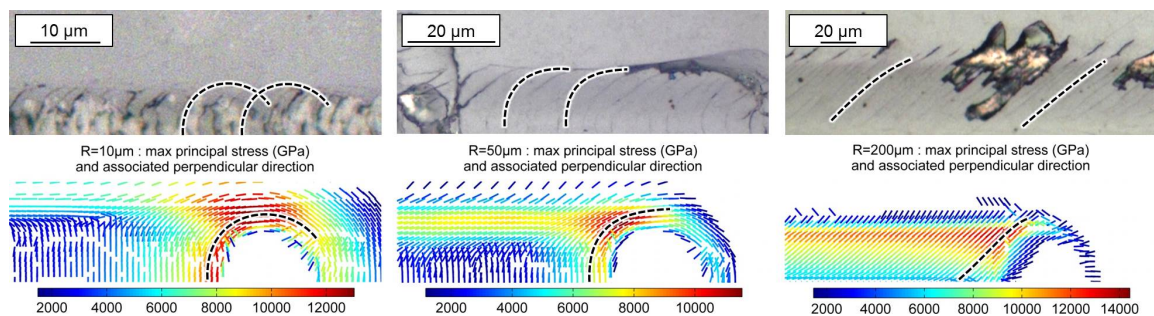


Figure 4.17 – Corrélation entre l'orientation des fronts de fissure en surface (en haut) et directions perpendiculaires aux directions des contraintes principales maximales en surface (en bas) juste avant rupture critique. (gauche) R10µm, (centre) R50µm, (droite) R200µm.

Plaçons nous à présent à l'instant de la rupture critique, caractérisée pour rappel par la création d'écaillés massives induisant la mise à nu du substrat. La complexité de l'état mécanique à cet instant implique que le modèle numérique utilisé n'est pas aussi représentatif du système qu'il ne l'est à charge plus faible, surtout si l'on considère qu'il ne tient pas compte de l'énergie dissipée par les fissures déjà existantes. Néanmoins et comme suggéré par l'analyse de la littérature (dont [142]), nous pouvons observer une corrélation acceptable entre la contrainte principale minimale projetée sur l'interface (figure 4.18 en bas) et la forme des écaillés observés (figure 4.18 en haut) pour les scratches réalisés avec les rayons 50µm et 200µm.

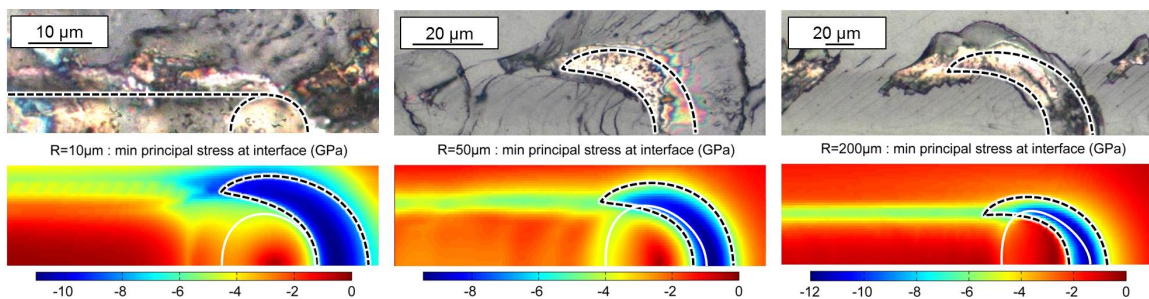


Figure 4.18 – Corrélation entre les faciès de rupture critique (en haut) et les contraintes principales minimales projetées sur l'interface (en bas). (gauche) R10µm, (centre) R50µm, (droite) R200µm.

La rupture critique, à partir de laquelle est quantifié l'effort critique et qualifié la qualité du revêtement, semble ainsi bien pilotée en partie par la contrainte de compression dans le revêtement. Cette corrélation n'est jugée qu'acceptable car les valeurs extrémales sont situées en front d'indenteur alors que les écailles sont plutôt positionnée sur la partie latérale. La contrainte de compression ne permet donc pas ici d'expliquer à elle seule la rupture du revêtement, comme cela pourrait être le cas avec les ruptures observées par Le Houerou dans [152] (revêtement dur sur un substrat en polymère). De plus, cette analyse ne semble pas pertinente pour les scratches réalisés avec l'indenteur de rayon $10\mu\text{m}$, pour lesquels les ruptures d'interface se situent au centre de la trace.

Quoi qu'il en soit, la rupture critique implique que le système dissipe un excédent d'énergie en initiant puis en propageant des fronts de fissure à l'interface et dans le revêtement. Au lieu de regarder la contribution d'une variable de contrainte unique (contrainte principale maximale ou minimale), nous pouvons alors choisir, dans une approche plus globale, d'analyser la répartition d'énergie élastique dans le revêtement, en surface et à l'interface. L'intégralité de l'énergie élastique ne contribue cependant pas à l'initiation et la propagation de fissures dans le revêtement. Nous définirons alors deux variables énergétiques :

- En surface, considérons un front de fissure virtuel initié perpendiculairement à la direction des contraintes principales maximales. Alors la densité d'énergie requise pour faire propager ce front peut être vue comme une portion de la densité d'énergie disponible et s'exprime selon l'équation 4.1, où \underline{n}_s est la projection de la direction de la contrainte principale maximale sur la surface (fig.4.19), $\underline{\sigma}^*$, $\underline{\varepsilon}^*$ sont les tenseurs de contraintes et de déformations principales avec $\sigma_{ii}^* = \max(0, \sigma_{ii})$. De ce fait, cette expression implique que les contraintes de compression ne sont pas incluses dans la densité d'énergie calculée car elles ne contribuent pas à propager le front de fissure virtuel considéré.
- À l'interface et d'après les travaux de Pradeilles-Duval [153], nous calculons un taux de restitution d'énergie correspondant au saut de densité d'énergie à travers l'interface moins la part normale de cette énergie, qui ne participe à aucun mode de rupture. Ce taux est exprimé par l'équation 4.2, où \underline{n}_i est la normale à l'interface (fig.4.19), $[[\cdot]]$ le saut de valeur à l'interface, $\langle \cdot \rangle$ la valeur moyenne à l'interface et w la densité d'énergie totale.

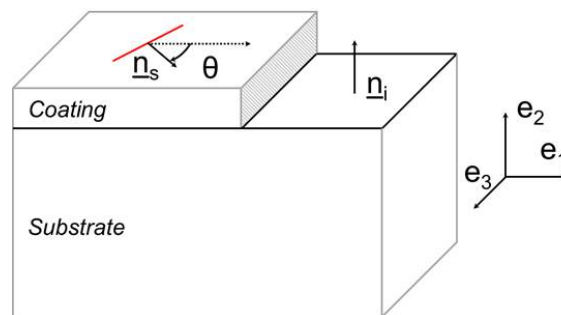


Figure 4.19 – Illustration de la fissure virtuelle en surface et des vecteurs normaux considérés

$$w_s = \frac{1}{2}(\underline{n}_s \cdot \underline{\sigma}^* \cdot \underline{\varepsilon}^* \cdot \underline{n}_s) \quad (4.1)$$

$$w_i = [[w]] - \langle \underline{n} \cdot \underline{\sigma} \rangle \cdot [[\underline{\varepsilon} \cdot \underline{n}]] \quad (4.2)$$

En surface, nous constatons que l'énergie élastique se concentre sur la zone arrière de l'indenteur, en bord de trace, avec une répartition similaire à celle des contraintes principales maximales (fig.4.20, en haut). De même, le taux de restitution d'énergie calculé à l'interface inclue la contribution de la contrainte principale minimale projetée à l'interface. Sa corrélation avec les faciès de rupture est donc tout aussi acceptable (fig.4.20, en bas).

Pour les scratches réalisés avec un indenteur de rayon $50\mu\text{m}$ ou $200\mu\text{m}$, il peut être observé qu'à l'instant de la rupture critique, les zones de densités d'énergie maximales en surface et à l'interface se chevauchent sur la partie latérale de la zone de contact (fig.4.20, au centre). A partir de ce constat et des remarques des paragraphes précédents, le scénario d'évolution et de transition des modes de rupture développé dans la section 4.2 (fig.4.8) est ici numériquement validé et précisé, avec une différence notable selon le rayon d'indenteur utilisé (fig.4.21).

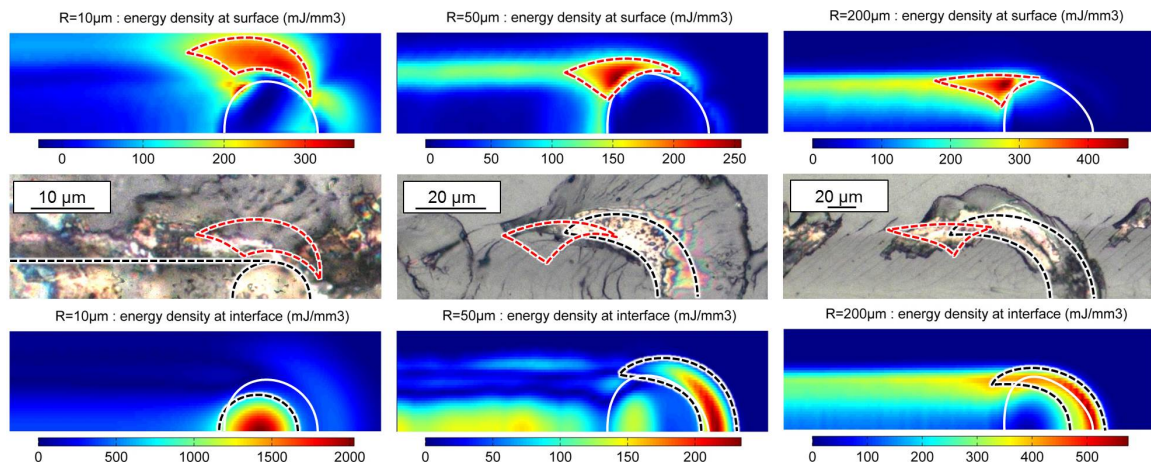


Figure 4.20 – Corrélation entre les faciès de rupture critique et les densités d'énergie en surface (en haut) et à l'interface (en bas). (gauche) $R10\mu\text{m}$, (centre) $R50\mu\text{m}$, (droite) $R200\mu\text{m}$.

Pour les rayons d'indenteur induisant une largeur de contact grande devant l'épaisseur du revêtement (fig.4.21(a)), des fissures s'initient en surface, à l'arrière de l'indenteur en bord de trace, et se propagent instantanément vers l'interface. Leur initiation et propagation dépendent quasi exclusivement des valeurs et directions des contraintes principales maximales. L'augmentation de la charge normale entraîne une augmentation de l'énergie à dissiper dans le revêtement, ce qui se manifeste par plus de fissures, de plus grandes longueurs. Une fois la densité et la propagation de fissures vers le centre maximales, l'excédent d'énergie est dissipée par propagation des fissures vers l'extérieur (processus de dissipation le plus favorable). Les fronts de fissure tendent à bifurquer vers les zones de densités d'énergie maximale, aidées en cela par le chevauchement de ces zones entre la surface et l'interface. Par conséquent, en bifurquant à l'interface, ils deviennent les défauts requis pour que l'interface cède sous les contraintes de compression excessives dans le revêtement.

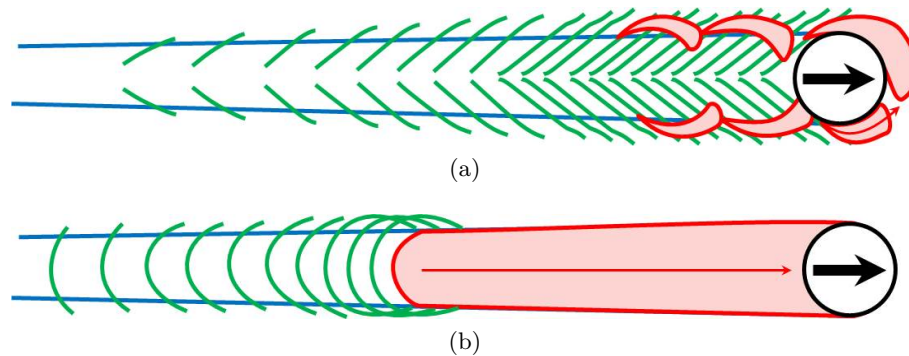


Figure 4.21 – Illustration des mécanismes de rupture pour (a) les rayons d’indenteur induisant une largeur de contact (a) grande et (b) faible devant l’épaisseur du revêtement. **En bleu** : limites déformation plastique du substrat, **en vert** : fissures de surface, **en rouge** : aires de rupture à l’interface.

Les efforts critiques plus important observés pour le DDT ne sont alors par forcément dû à une meilleure adhésion du revêtement sur le substrat mais à une meilleure résistance à la fissuration de ses couches constitutives. Nous rappelons à travers ce résultat qu’un essai de scratch n’est donc pas une mesure directe de l’adhésion d’un revêtement et que la ténacité de chacune de ses couches constitutives (hors interface) influe fortement sur l’instant de rupture critique.

Cela montre également que les modèles analytiques qui proposent de modéliser le comportement au scratch d’un revêtement en tenant compte uniquement des contraintes de compression qui lui sont appliquées sont incomplets [154]. Pour un tel modèle, améliorer le comportement d’un revêtement au scratch impliquerait d’augmenter sa contrainte de compression critique. Nous serions alors tenté, par exemple, de réduire ses contraintes de compression résiduelles intrinsèques. Si cette analyse est adaptée à certains couples substrat / revêtement [152], elle ne l’est pas pour les DLC étudiés. En effet, étant donné la cinétique de dégradation observée, à iso revêtement et interface, la réduction de ces contraintes favoriserait la propagation des fissures de l’arrière vers l’avant de l’indenteur. Nous observerions alors probablement une rupture critique plus précoce, contrairement aux prévisions du modèle.

Les fissures en arrière d’indenteur ne sont toutefois que l’initiateur privilégié du défaut à l’origine de la rupture de l’interface, pilotée par les contraintes de compression dans le revêtement. Augmenter les contraintes résiduelles du revêtement pour augmenter sa résistance à la fissuration pourrait conduire à une rupture prématurée de l’interface en front d’indenteur, sans intervention des fissures créées en surface. Une étude similaire de la compétition, lors du scratch, entre la tenue du revêtement et la tenue de l’interface a été développée dans [137].

Pour les scratches réalisés avec un indenteur de rayon $10\mu\text{m}$, l'aire de densité d'énergie maximale à l'interface (fig.4.22, en bas) diffère toutefois de l'aire des contraintes principales minimales extrémales (fig.4.22, en haut). Elle est en effet située ici sous la zone de contact et corrèle relativement bien l'aire de rupture d'interface. En observant les valeurs, nous constatons que ces dernières sont très largement supérieures à celle obtenues avec les indenteurs de rayons supérieurs. Cette observation, combinée au fait que les aires de densité d'énergie maximale en surface et à l'interface ne se chevauchent pas, suggère un mécanisme de rupture d'interface différent (fig.4.21(b)). Nous montrons ainsi ici l'intérêt d'exploiter les variables énergétiques, plus robustes que les variables de contrainte. Nous montrons par la même occasion que l'analyse des valeurs et de la répartition de l'énergie en surface et à l'interface permet de qualifier les modes de rupture probable d'un revêtement lors d'un scratch.

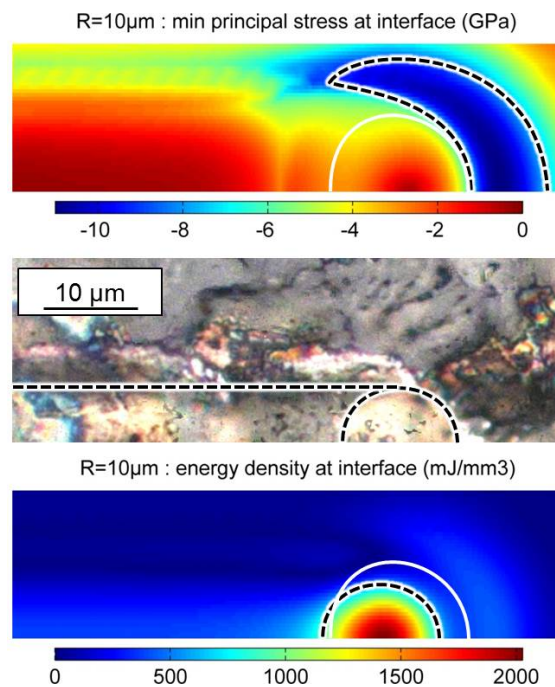


Figure 4.22 – Comparaison de l'approche par contrainte (en haut) et par énergie (en bas) pour l'analyse de la rupture à l'interface pour le rayon $R10\mu\text{m}$.

4.3.4 Résultats et analyses de la phase de retrait

Après scratch et en raison des déformations irréversibles du substrat, les niveaux de déformation, de contrainte ou d'énergie dans le revêtement sont du même ordre de grandeur que ceux observés lors du scratch.

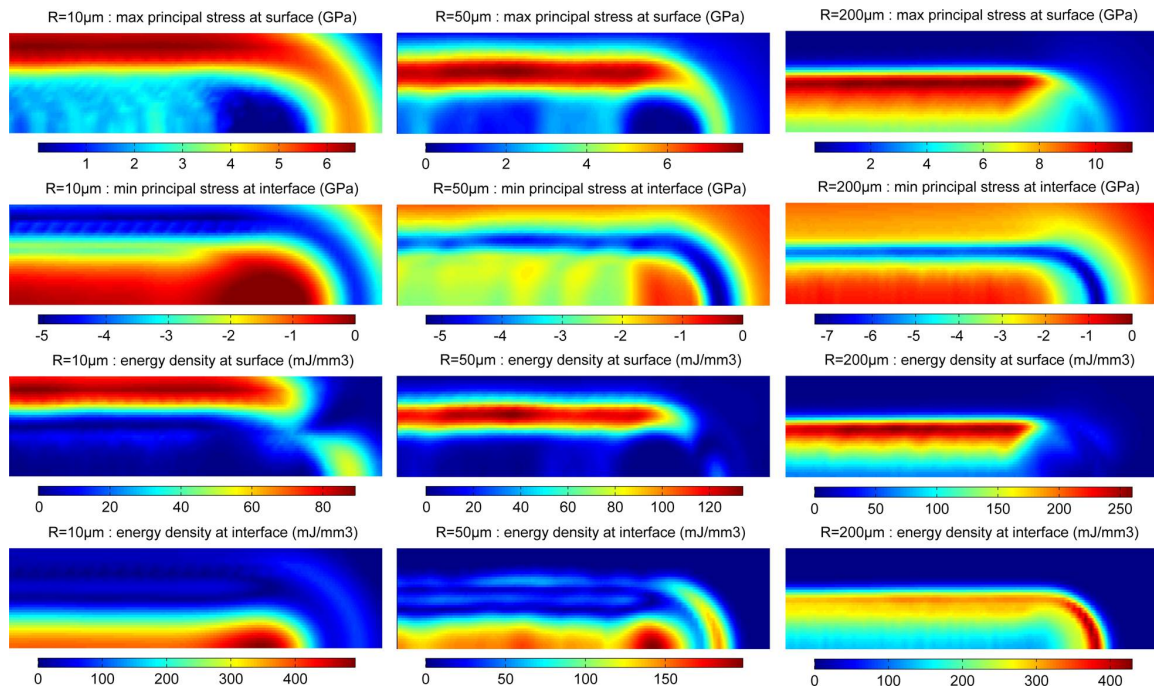


Figure 4.23 – État mécanique du système après scratch. De haut en bas : contrainte principale maximale projetée en surface, contrainte principale minimale projetée sur l'interface, densité d'énergie en surface, densités d'énergie à l'interface. (gauche) R10 μm , (centre) R50 μm , (droite) R200 μm .

Si l'on se ramène au système came-poussoir, les réseaux de stries correspondent donc à des zones où le revêtement est pré-contraint, éventuellement fissuré voire écaillé. La création de nouvelles écailles menant, à terme, à l'écaillage généralisé du revêtement, a donc toutes les chances de se faire dans ces zones endommagées.

4.4 Bilan

L'analyse expérimentale du comportement des DLC au scratch a tout d'abord révélé l'ensemble de ses modes d'endommagement et les conditions les favorisant. L'analyse numérique a permis de confirmer et de préciser ces conditions en identifiant les transitions entre les différents modes d'endommagement. Ces dernières permettent d'expliquer la sensibilité de l'effort critique aux couches constitutives du revêtement, indépendamment de la qualité de l'interface. Ainsi, deux revêtements d'interface identique peuvent présenter des efforts critiques inégaux, ce qui relativise la pertinence d'un essai de scratch pour qualifier les revêtements vis-à-vis de la qualité de leur interface.

D'autre part, en exploitant une plage de rayons d'indenteur correspondant à celle des dimensions caractéristiques d'aspérités, nous avons pu construire une carte de rupture et la comparer avec les points de fonctionnement du système came-poussoir. Nous mettons alors en avant que

ces points couvrent l'ensemble des modes de rupture observés (et réciproquement), mais également que leur position est éloignée des conditions de scratch standard habituellement utilisé pour caractériser un revêtement. Si les modes de rupture sont globalement similaires et que le classement de la qualité des revêtements par les efforts critiques semble identique pour tous les rayons d'indenteur testés, il serait recommandable de généraliser l'exploitation de scratches à rayon d'indenteur variés pour s'assurer de la représentativité des résultats obtenus.

Enfin, l'analyse numérique a montré que l'état mécanique du revêtement après scratch est une zone privilégiée de développement de l'écaillage, où se concentre des niveaux d'énergie résiduelle important.

L'influence des endommagements initiaux créés par les scratches sur la cinétique d'usure des DLC est donc à présent à étudier. Cela nécessite toutefois l'analyse préalable de la cinétique d'usure des DLC sans scratch, sous chargement élémentaire.

Cinétique d'usure des DLC sous chargement élémentaire

Sommaire

5.1	Essais d'usure sphère-plan	93
5.2	Essais d'usure cylindre-plan	98
5.3	Bilan	104

Si l'écaillage généralisé a été identifié comme l'un des risques d'endommagement majeur des DLC en application MCI, l'usure en surface reste l'usure prédominante dans la quasi-totalité des cas.

Avant d'étudier l'influence des scratches sur la tenue des DLC, nous nous consacreront dans ce chapitre à l'étude de la cinétique d'usure des DLC sous chargement élémentaire. Par chargement élémentaire, nous faisons ici référence aux chargements simples de type sphère-plan ou cylindre-plan, pour lesquels les conditions de contact sont constantes durant l'essai.

5.1 Essais d'usure sphère-plan

PSA Peugeot Citroën dispose de plusieurs bancs d'essais pour la caractérisation du comportement tribologique de corps en contact, notamment sur le site de Belchamp. Il a été choisi de réaliser une première campagne d'essais sur le banc de type pion-disque avec comme objectif principal de provoquer l'usure des revêtements sur un essai simple et maîtrisé et d'en analyser l'évolution.

5.1.1 Échantillons et lubrifiant

Cette première campagne a été réalisée avant réception des échantillons HEF utilisés pour l’analyse du comportement des DLC au scratch. Les échantillons revêtus sont donc des poussoirs série du moteur trois cylindres EB2, dont la géométrie est donnée en figure 2.16. Ils sont revêtus d’un DLC INA CX+ dont les propriétés, issus des standards de caractérisation du fournisseur, sont listées dans le tableau 5.1. Leur structure est illustrée en figure 5.1(b). L’analyse des poussoirs avant essai montre un état de surface initial similaire à celui présenté en figure 2.17.

	Substrat	INA CX+
Structure	16MnCr5	Cr + W-C :H + a-C :H :Si
Épaisseur (μm)		0.6 (Cr + W-C :H) + 1.8 (a-C :H :Si)
Dureté ($\text{HV}_{10mN,5s}$)	NC	1342
Ra (μm)	NC	0.05
E (GPa)	NC	151.4

Tableau 5.1 – Propriétés matériau des échantillons.

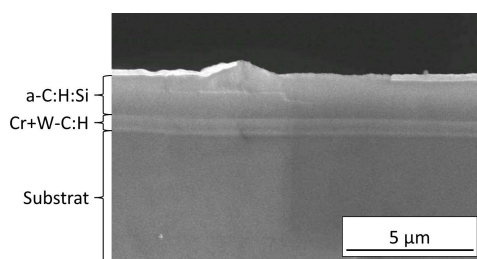


Figure 5.1 – Illustration de la structure du DLC INA CX+

Trois géométries d’antagoniste ont été utilisées : des billes de diamètre 6mm en acier AISI 52100, des billes de diamètre 10mm en acier AISI 52100 revêtues de DLC et des cylindres de diamètre 6mm, longueur 4mm en acier AISI 52100.

Le lubrifiant est une huile standard de PSA Peugeot Citroën de type MA6 similaire à celle utilisée lors des essais internes présentés au chapitre 2, qui contient donc un certain nombre d’additifs dont un modificateur de friction de type MoDTC. Un essai a néanmoins été réalisé avec un lubrifiant différent : une huile de type MA5 sans MoDTC usagée et polluée, susceptible de contenir un certain nombre de particules abrasives.

5.1.2 Protocole expérimental

Le banc exploité est illustré en figure 5.2. Le poussoir est fixé sur le disque entraîné en rotation à vitesse constante. La sphère est maintenue fixe dans son support. L’application de l’effort normal est assuré par des masses statiques. Le lubrifiant est placé en excès avant essai dans l’enceinte prévue à cette effet et la température du lubrifiant est assurée par le contrôle de la température de cette dernière. Les capacités du banc sont synthétisées dans le tableau 5.2.

Paramètre d'essai	Plage disponible
Effort normal (N)	0 - 10
Vitesse de rotation (tr/min)	0 - 500
Température lubrifiant (°C)	0 - 800

Tableau 5.2 – Capacités du banc pion-disque.

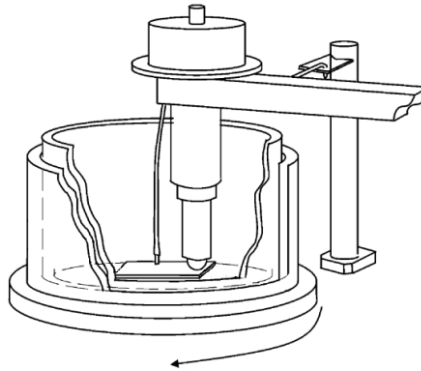


Figure 5.2 – Illustration du banc pion-disque.

Compte-tenu des disponibilités et des capacités limitées du banc, les essais se devaient d'être rapide et peu nombreux. Par conséquent, les essais ont été définis de telle sorte à obtenir le plus d'informations qualitatives possibles à partir d'un nombre d'essais restreint. La matrice d'essais résultante est donnée en tableau 5.3.

Essai	Pion	Lub.	F_n (N)	V_g (m/s)	T° huile (°C)	Nb. cycles	P_{max} (MPa)
1	Bille acier	MA6	2.5	0.43	Ambiante	$1.20 \cdot 10^5$	880
2	Bille DLC	MA6	8.0	0.37	Ambiante	$2.00 \cdot 10^6$	930
3	Bille DLC	MA5	8.0	0.34	Ambiante	$1.20 \cdot 10^5$	930
4	Bille acier	MA6	3.0	0.13	120	$1.20 \cdot 10^5$	940
5	Cylindre acier	MA6	10.0	0.13	120	$2.26 \cdot 10^5$	110
6*	Bille DLC	MA6	8.0	0.34	Ambiante	$1.00 \cdot 10^6$	930

Tableau 5.3 – Matrice des essais réalisés sur banc pion-disque. * : piste d'usure du poussoir préalablement abradée par calotest.

Les efforts normaux ont été choisi de telle sorte à ce que les pressions de contact initiales, indiquées pour information dans le tableau 5.3, soient bien supérieures à celles rencontrées sur système came poussoir afin d'augmenter les taux d'usure. Dans le cas de l'essai avec cylindre, la capacité du banc ne permet toutefois pas d'aller au-delà des 110MPa.

5.1.3 Résultats et analyses

Les essais à température ambiante, quels qu’ils soient, conduisent tous à une usure négligeable voire non observable du revêtement (fig.5.3). Cela signifie soit que les conditions d’essai ne sont pas assez sévères, soit que le nombre de cycles n’est pas suffisant pour pouvoir quantifier l’usure. Il est à noter que les taux d’usure des billes en acier sont bien supérieurs à ceux des billes revêtues de DLC (fig.5.4). Les conditions de contact initiales sont ainsi fortement déséquilibrées au cours de l’essai.

L’essai 3 avec l’huile MA5 polluée, dont l’objectif était d’observer l’influence des éventuelles particules présentes dans l’huile sur l’usure du revêtement, n’a pas présenté de résultats plus significatifs. Les résultats étaient toutefois prévisibles car la probabilité qu’une particule se retrouve dans le contact dans le cas d’un essai sphère - plan est quasi nulle.

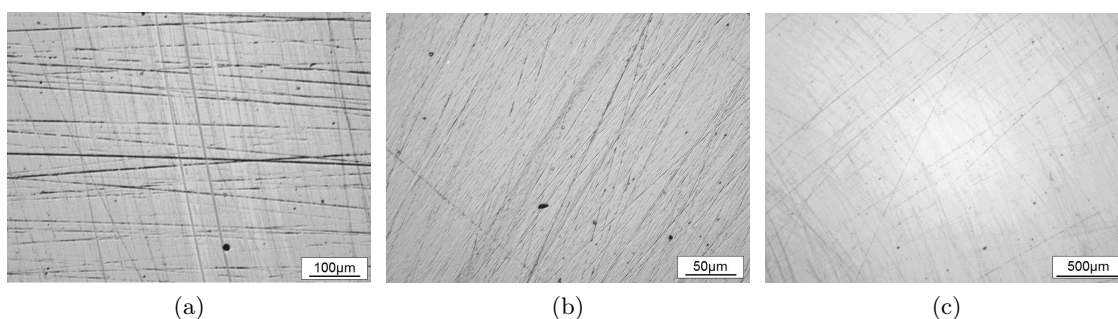


Figure 5.3 – Zoom sur les pistes d’usure après essai. (a) essai 2, (b) essai 5, (c) essai 8.

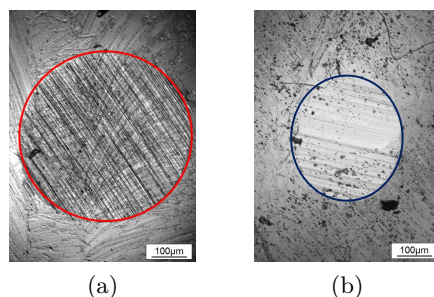


Figure 5.4 – Comparaison de l’usure des billes. (a) bille en acier, essai 2, après 1.20×10^5 cycles et (b) bille revêtue de DLC, essai 5, après 2×10^6 cycles.

Alors que l’augmentation de la température tend à favoriser les réactions tribochimiques, nous n’observons pas plus d’usure sur les essais réalisés à 120°C (essais 4 et 5). Encore une fois, il semble que les essais ne sont pas soit suffisamment sévère, soit suffisamment longs.

Pour tenter de provoquer l'écaillage du revêtement, la piste d'usure de l'essai 6 a été préalablement abradée à l'aide d'un calotest (principe illustré en figure 1.10(a)). Les empreintes créées (fig.5.5), de dimensions supérieures à celles de la piste d'usure, faisaient alors l'objet d'impact à chaque passage de la bille. Au terme de 10^6 cycles, l'usure est restée négligeable, avec un volume usé non mesurable et aucune trace d'écaillage supplémentaire par rapport à l'état initial. Cela implique que les passages répétés sur la surface revêtue localement abradée n'entraîne pas d'écaillage et démontre l'excellente adhésion du revêtement DLC sur le substrat.

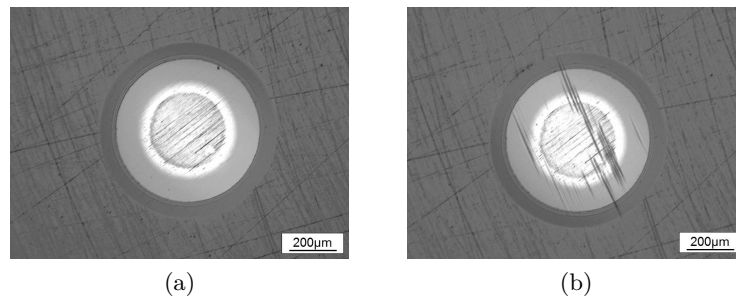


Figure 5.5 – Illustration d'une empreinte de calotest (a) avant essai et (b) après essai.

Cette première campagne d'essai, bien que limitée, a permis de démontrer que les DLC présentent un taux d'usure extrêmement faible sous conditions de sollicitation élémentaires, ce qui justifie leur intérêt grandissant au sein des applications industrielles.

Lors de la création des empreintes de calotest, il a cependant été mis en évidence la forte influence des tailles de particules du liquide abrasif sur l'usure du DLC. Quand l'utilisation d'un liquide abrasif avec des particules de diamètre compris entre 0.5 et $1\mu\text{m}$ produit une abrasion parfaite du revêtement (fig.5.5(a)), celle d'un liquide avec des particules de diamètre inférieur à $0.2\mu\text{m}$ entraîne un écaillage sur une portion non négligeable de l'empreinte (fig.5.6). Rapporté au système came-poussoir, cela indique qu'une huile polluée avec des particules a le potentiel d'entraîner un écaillage rapide du revêtement par mécanisme d'abrasion sévère à trois corps.

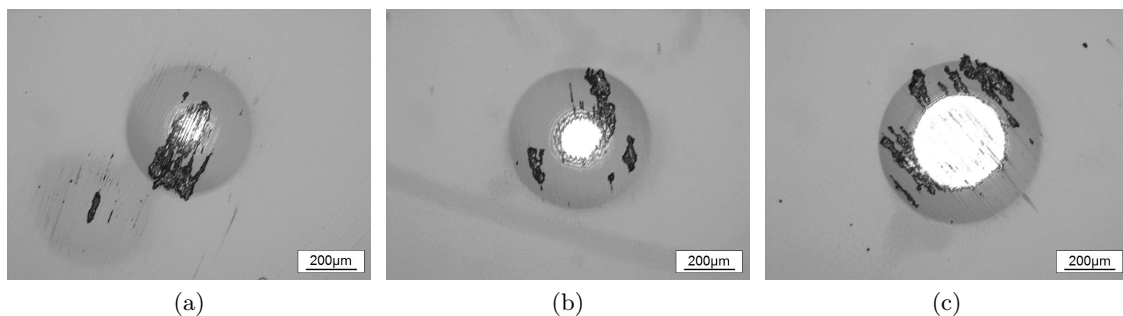


Figure 5.6 – Illustration des empreintes de calotest obtenues avec les particules de diamètre inférieur ou égale $0.2\mu\text{m}$.

5.2 Essais d’usure cylindre-plan

Les essais précédents ont montré que les capacités du banc pion-disque sont insuffisantes pour reproduire les conditions de contact du système came-poussoir et en observer les mêmes mécanismes de dégradation. De nouveaux essais cylindre-plan plus représentatifs ont alors été réalisés sur un banc d’essai du LTDS.

5.2.1 Échantillons et lubrifiant

Les échantillons sont identiques à ceux utilisés pour l’analyse du comportement des DLC sous sollicitation de scratch (voir section 4.2.1) et le lubrifiant est le même que celui des essais sphère-plan décrits en section 5.1.1.

Deux types de cylindres ont été utilisés au cours des essais, dont la géométrie et les propriétés matériaux sont précisées dans le tableau 5.4. L’analyse des surfaces des cylindres avant essai révèle que leurs paramètres de rugosité sont bien supérieurs à ceux tolérés sur une came, avec des pics de rugosité maximum (R_p) jusqu’à près de $4\mu\text{m}$ sur la longueur de mesure.

Propriété	Cylindre 1	Cylindre 2
Substrat	AISI 52100	AISI 52100
Revêtement	∅	DCX
Dureté ($HV_{20mN,30s}$)	932	3600
Ra (μm)	0.47	0.36
Rq (μm)	0.64	0.49
Rz (μm)	7.17	6.66
Rp (μm)	3.72	3.80
E (GPa)	208	223

Tableau 5.4 – Géométrie et propriétés matériau des cylindres utilisés.

5.2.2 Protocole expérimental

Les essais ont été réalisés sur un banc d’essai de type glissement alternatif illustré en figure 5.7. L’échantillon (1) est fixé dans son support (2) et un moteur électrique linéaire déplace latéralement le cylindre (3). Un effort normal constant F_n est appliqué via une masse statique. Le support d’échantillon comprend une enceinte qui est remplie de lubrifiant avant essai.

Les paramètres de l’essai sont l’effort normal au contact, la fréquence et l’amplitude de déplacement et le nombre total de cycles. Un capteur d’effort tangentiel et un capteur de déplacement latéral permet d’afficher les courbes effort tangentiel F_t versus déplacement Δu . Un capteur de déplacement vertical fournit des informations sur l’usure cumulée, mais sa précision n’est pas suffisante pour mesurer la hauteur usée réelle des surfaces en contact (qui est typiquement de quelques microns seulement). Par conséquent, l’évolution de l’usure a été évaluée par des essais interrompus, en ayant connaissance des difficultés intrinsèques que cela implique (repositionnement de l’échantillon par exemple).

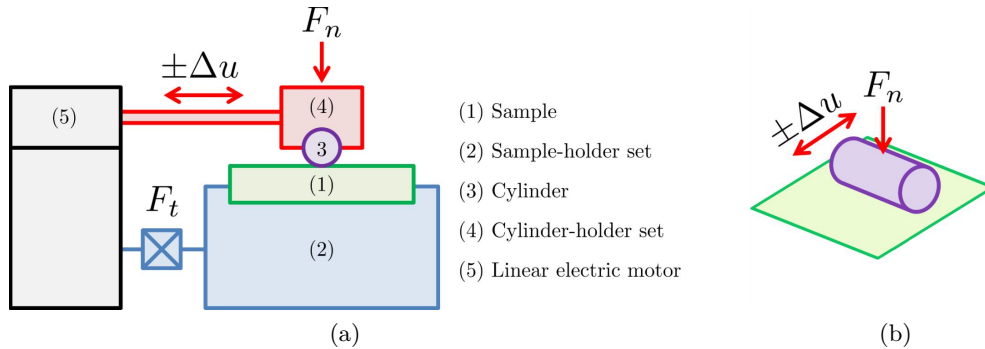


Figure 5.7 – (a) Illustration du banc d'essai et (b) configuration du contact.

Les paramètres des essais sont définis dans le tableau 5.5. Les sollicitations ont été définies pour être les plus proches possible de celles du système came-poussoir, en considérant les capacités du banc. La pression de contact maximale initial selon Hertz est d'environ 350MPa et la largeur de contact est d'environ 34 μ m. Les essais ont été stoppés après usure complète du revêtement ou jusqu'à observation d'un taux d'usure stabilisé. Le nombre total de cycles atteint ainsi 600,000 cycles et la longueur glissée cumulée associée est de l'ordre de 40 mètres pour chaque point de la surface de l'échantillon. Cela reste très largement inférieur aux essais caractéristiques d'un système came-poussoir, pour lesquels chaque point du poussoir totalise plus de 2.10^7 cycles pour une longueur glissée cumulée supérieure à plusieurs kilomètres. La vitesse de glissement moyenne est égale à 0.024m/s et le régime de lubrification est un régime limite à comparer aux vitesses de glissement de 0.4 à plusieurs m/s et au régime de lubrification EHD du système came-poussoir.

R (mm)	F_n (N)	$\pm \Delta u$ (mm)	f (Hz)	Air T° (°C)	RH (%)	Nmax (cycles)
2.75	80	3	2	25	Ambiant	600,000

Tableau 5.5 – Paramètres des essais d'usure cylindre-plan.

5.2.3 Résultats et analyses

Considérons dans un premier temps l'analyse des résultats sur les échantillons revêtus de DCX. La cinétique d'usure observée avec un cylindre acier est illustrée en figure 5.8. Dès les premiers cycles, une surface usée avec un profil rugueux et affichant de nombreux écaillages spontanés est observée. Ces derniers sont répartis de manière homogène sur la piste d'usure et coalescent dans la direction de glissement avec l'augmentation du nombre de cycles. Il ne semble pas y avoir d'interaction transversale entre les surfaces écaillées. Autrement dit, il n'y a pas de propagation ou de coalescence des écailles dans la direction perpendiculaire à la direction de glissement.

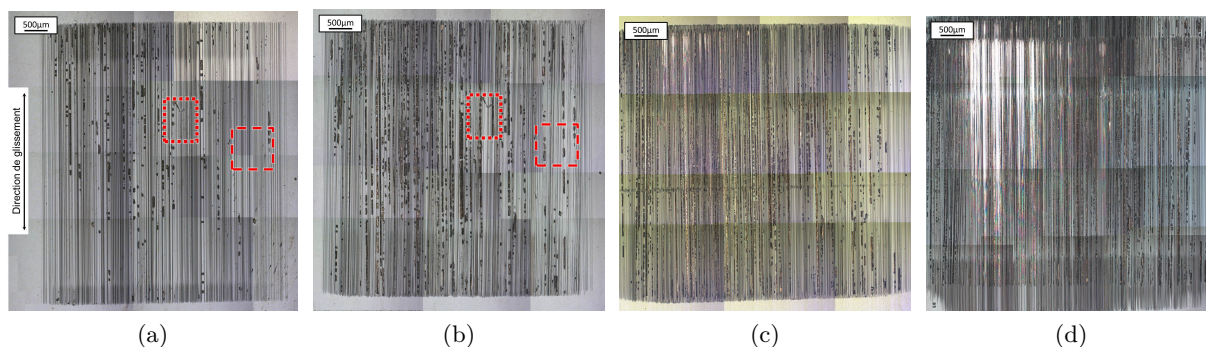


Figure 5.8 – Cinétique d’usure caractéristique d’une piste revêtue frottant contre un cylindre en acier. Direction de glissement du haut vers le bas. (a) 100,000 cycles. (b) 200,000 cycles. (c) 400,000 cycles. (d) 600,000 cycles.

Les écailles sont vraisemblablement dues à l’état de surface du cylindre, où chaque pic de rugosité agit comme un micro-indenteur qui scratche la surface revêtue et induit des pressions de contact locales importantes. En comparant les essais interrompus un à un, nous observons que les écailles sont créées sans fissure de surface préalable (fig.5.9). En considérant les scratches de caractérisation à charge croissante réalisés dans le chapitre 3, ces micro-scratches correspondent à des scratches suffisamment sévères pour déformer plastiquement le substrat mais trop peu pour créer des fissures de surface ou une rupture du revêtement (zone "F1 : Plasticité du substrat" de la figure 4.10).

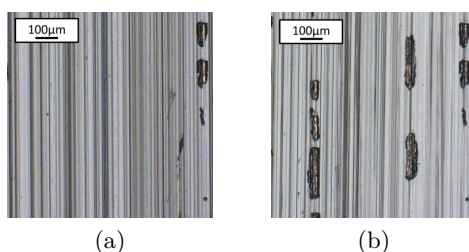


Figure 5.9 – Exemple d’écailage spontané entre deux essais interrompus. (a) 100,000 cycles. (b) 200,000 cycles.

Il est alors supposé que les écailles sont dues à des fissures initiés à l’interface DLC/substrat qui bifurquent et se propagent vers la surface avec les passages répétés du cylindre. La propagation et la coalescence des écailles le long de la direction de glissement peut ainsi faire partie d’un processus de fatigue à faible nombre de cycles, piloté par la plasticité du substrat (fig.5.10).

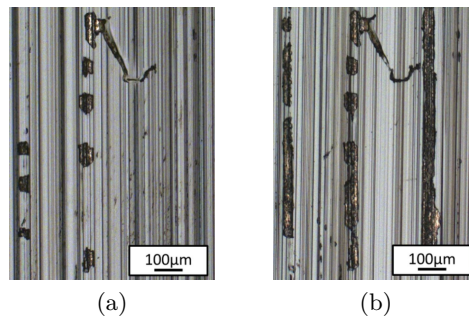


Figure 5.10 – Exemple de coalescence entre écailles. (a) 100,000 cycles. (b) 200,000 cycles.

Après 600,000 cycles, la quasi-totalité du revêtement de la partie supérieure droite de la piste d'usure (fig.5.8(d)) peut être considéré comme complètement usé. Le taux d'usure global est par conséquent bien plus important que sur le système came-poussoir. Il semble à première vue ici que l'effet de la rugosité du cylindre est prédominant sur tous les autres mécanismes d'usure et que l'usure observée est de type abrasion sévère, favorisant un écaillage généralisé du revêtement.

Les volumes usés au terme des essais ont été mesurés avec un profilomètre 3D. Ceux des échantillons sont des dizaines de fois plus élevés que ceux des cylindres acier. En réalité, les volumes d'usure calculés ne sont pas représentatifs des volumes usés réels car ils n'incluent pas seulement le volume perdu par abrasion "douce" ou usure tribochimique mais aussi le volume perdu par écaillage brutal et les déformations irréversibles du substrat. Les taux d'usure calculés à partir de ces mesures ne sont donc ni pertinents ni exploitables.

Les essais avec les cylindres revêtus de DLC contredisent cependant l'importance de l'effet rugosité suggérée par ces premières analyses. De rugosité initiale similaire, la cinétique d'usure observée est pourtant totalement différente. Après 600,000 cycles, aucune usure des échantillons n'est observable. L'explication la plus probable est que l'usure des revêtements DCX observée avec les cylindres en acier sont intégralement due à un effet tribochimique, qui s'active ici à température ambiante pour un système tribologique de type DLC - lubrifiant - acier.

La prédominance de l'effet tribochimique est confirmé par des essais réalisés avec des cylindres aciers et une huile polyalphaolfine (PAO) sans aucuns additifs où, une fois de plus, aucune usure des échantillons n'est observable après essai.

Les observations effectuées sur les échantillons ont été complétées par celle des cylindres. Une mesure de la topographie des cylindres après essai a été notamment systématiquement réalisée. Sous Matlab, le profil brut issu de la mesure est décomposé en profil de forme, profil d'ondulation et profil de rugosité. Afin d'obtenir l'évolution des paramètres de rugosité le long de la trace d'usure, ces derniers sont calculés sur une fenêtre glissante de longueur 0.2mm (voir annexe F pour le détail des calculs des paramètres de rugosité).

L'analyse des valeurs issues des cylindres en acier montre une rugosité Ra relativement homogène le long de la piste d'usure dont les valeurs sont équivalentes, voire supérieures, à la rugosité Ra initiale (fig.5.11(b)). Les valeurs supérieures peuvent s'expliquer par le couplage entre écaillage de la piste revêtue et état de surface du cylindre. En effet, l'apparition des écailles sur la piste revêtue dégrade fortement son état de surface, ce qui favorise par réciprocity une dégradation de la surface du cylindre.

L'analyse des hauteurs de pics Rp et creux Rv est plus intéressante car elle rend mieux compte de l'évolution de la surface du cylindre. La tendance observée est similaire à celle décrite sur les valeurs de Ra mais, dans l'ensemble, les valeurs extrémales après usure sont en moyenne supérieures à celle des valeurs avant usure (fig.5.11(c)). Cela est en accord avec une dégradation de la surface du cylindre par abrasion sévère contre la piste revêtue écaillée.

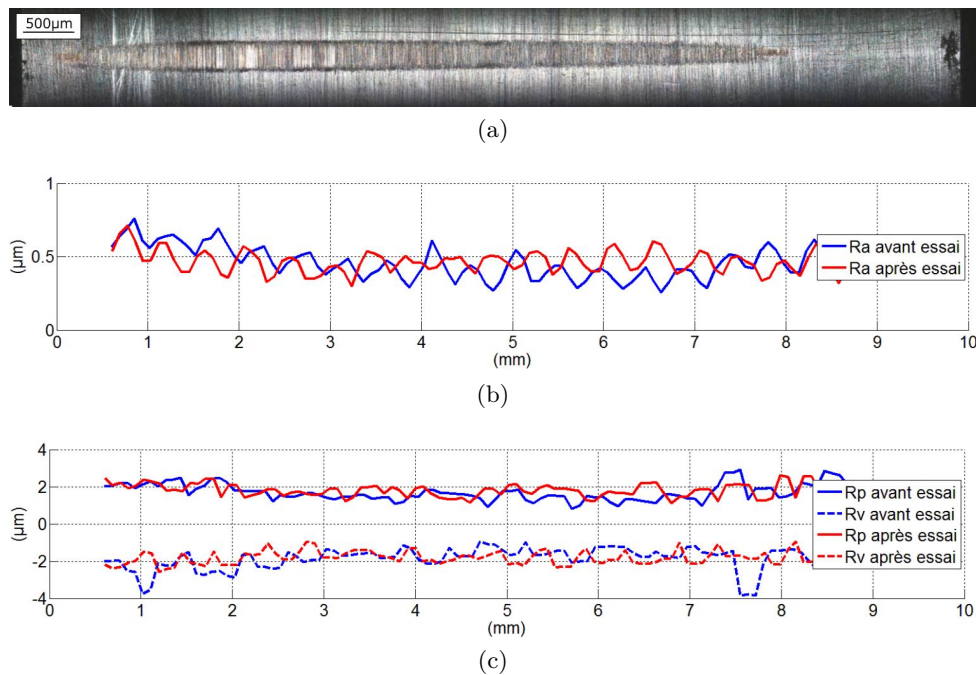


Figure 5.11 – Comparaison des paramètres de rugosités d'un cylindre acier avant et après essai. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.

L'analyse des cylindres revêtus après essai montre une usure plus faible que celle des cylindres acier et des paramètres de rugosité quasi nuls dans la zone usée (fig.5.12). Lorsque la piste revêtue ne présente pas d'écailles spontanées, l'usure du cylindre est donc due à un processus d'abrasion à la cinétique lente qui polie les surfaces.

Les résultats des essais sur les échantillons revêtus de DDT sont strictement identiques à ceux des essais sur revêtement DCX. L'écaillage spontanée est néanmoins moins développé et semble se propager à un rythme plus faible. Cela est cohérent avec son comportement identifié sous sollicitation de scratch, où nous avons montré qu'il possède une meilleure résistance à la fissuration que le DCX. Les couches constitutives étant également différentes de celles du DCX, nous ne pouvons également éliminer une interaction plus faible avec les additifs du lubrifiant.

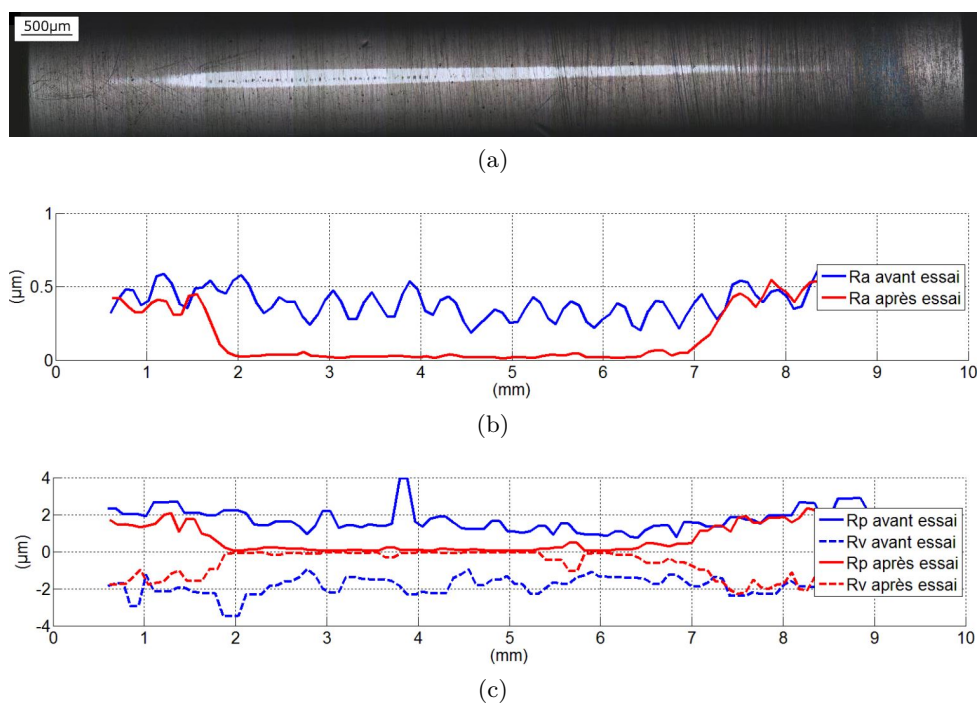


Figure 5.12 – Comparaison des paramètres de rugosités d'un cylindre revêtu de DLC avant et après essai. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.

5.3 Bilan

Nous avons montré au cours de ce chapitre que les essais pion-disque réalisables sur le banc d’essai PSA Peugeot Citroën ne sont pas suffisamment représentatifs des conditions de sollicitation du système came-poussoir et ne permettent donc pas d’observer les mêmes mécanismes de dégradation. Les empreintes de calotest réalisées à la surface d’une des pistes d’usure a toutefois indirectement montré la forte sensibilité des revêtements aux particules présentes dans le lubrifiant.

Les essais de type cylindre-plan sur banc de glissement alternatif ont quant à eux permis d’observer deux bornes de comportement des DLC. La première est associée aux essais où ne s’active pas le mécanisme d’usure tribochimique (c’est-à-dire dans le cas de contact DLC / DLC ou DLC / acier avec lubrifiant sans MoDTC). Le volume usé des échantillons est négligeable et les taux d’usure non mesurables au terme des essais.

La seconde borne intervient dans le cas d’un contact cylindre-plan avec lubrifiant contenant du MoDTC. Dans ce cas, l’usure de l’échantillon revêtu est piloté quasi intégralement par son interaction avec l’huile, qui augmente drastiquement son taux d’usure et favorise l’apparition d’écailles spontanées. L’effet tribochimique sous-jacent, en comparaison de celui agissant dans le système came-poussoir, est décuplé par le régime de lubrification défavorable des essais.

L’apparition de nombreuses écailles uniquement sous ces conditions d’essais sévères montre que le mécanisme d’écailage est lui-même piloté par l’usure tribochimique et non par un effet rugosité (fatigue interfaciale).

Les réseaux de stries ne sont donc pas les seuls initiateurs des écailles observées sur système came poussoir. Leur influence sur la cinétique d’usure du revêtement mérite tout de même d’être étudié : favorisent-ils eux aussi cet écailage, comme supposé au chapitre 2 ?

Chapitre 6

Influence des scratches sur la cinétique d'usure des DLC

Sommaire

6.1	Protocole expérimental, matériaux et lubrifiant	105
6.2	Méthode rapide	106
6.3	Essais de validation	113
6.4	Essai de synthèse	117
6.5	Mécanisme de protection induit par les scratches initiaux	120
6.6	Bilan	122

Les essais d'usure précédents ont montrés deux cinétiques d'usure opposées, suivant l'activation ou non d'un processus d'usure tribochimique. Si la création d'écailles peut être la conséquence directe de ce processus, le scénario d'usure du système came-poussoir proposé au chapitre 2 suggère que les stries jouent un rôle d'accélérateurs dans leur développement.

Dans le présent chapitre, nous réalisons alors une nouvelle série d'essais visant à observer l'influence de stries initiales sur la cinétique d'usure des revêtements DLC pour confirmer, ou non, ce rôle supposé.

6.1 Protocole expérimental, matériaux et lubrifiant

L'analyse du comportement des DLC sous sollicitation de scratch présentée au chapitre 4 a montré que des stries représentatives de celles observées sur système came-poussoir pouvaient être reproduits avec un scratch testeur standard. Les stries initiales avant usure sont donc réalisées via le scratch testeur CSM et les différents indenteurs à pointe sphérique disponibles (rayons 10, 20, 50, 100 et 200 μ m). Les paramètres de scratch seront détaillées quand nécessaires dans les sections suivantes.

Les essais d'usure sont quant à eux réalisés sur le banc d'usure du LTDS précédemment décrit en section 5.2. Les paramètres d'essais sont rappelés dans le tableau 6.1 et les configurations de contact sont illustrées en figure 6.1.

	R (mm)	F_n (N)	$\pm\Delta u$ (mm)	f (Hz)	Air T° (°C)	RH (%)	Nmax (cycles)
Méthode rapide	2.75	80	3	2	25	Ambiant	600,000
Essais de validation	2.75	80	2.4	2.5	25	Ambiant	200,000
Essai de synthèse	2.75	80	2.4	2.5	25	Ambiant	300,000

Tableau 6.1 – Paramètres des essais d'usure cylindre-plan.

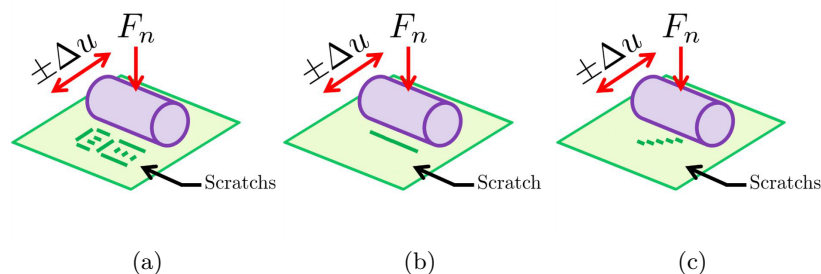


Figure 6.1 – Configuration du contact pour les différents essais réalisés. (a) Méthode rapide, (b) essais de validation et (c) essai de synthèse.

Les échantillons sont identiques à ceux utilisés pour l'analyse du comportement des DLC sous sollicitation de scratch (voir section 4.2.1) et le lubrifiant est le même que précédemment (voir section 5.1.1).

6.2 Méthode rapide

Les scratches initiaux sont des paramètres additionnels à définir en complément de ceux généralement spécifiés pour un essai d'usure. En première approche et en raison du nombre important de combinaisons possibles, il a été choisi de réaliser dans un premier temps plusieurs scratches à charge constante sur la piste d'usure. Ainsi, l'influence du rayon d'indenteur, de la sévérité du scratch et de l'orientation du scratch peut être rapidement évaluée avec un unique essai d'usure.

6.2.1 Définition des scratches initiaux

En considérant une piste d'usure rectangulaire donnée par les conditions de l'essai d'usure, la position et l'orientation des scratches ont été définies de telle sorte à remplir les conditions suivantes :

- tous les scratches doivent être positionnés loin des frontières de la piste d'usure (pour écarter les effets de bords, les points de rebroussement et les zones de glissement partiel),
- la distance entre scratches doit être maximisée (pour éliminer les interactions entre scratches),
- pour chaque rayon d'indenteur, au moins un scratch doit être réalisé dans la direction de glissement et un autre dans la direction perpendiculaire au glissement,
- le nombre total de scratches doit être maximisé (pour obtenir une certaine représentativité statistique).

Il est à noter que sur le système came-poussoir, les réseaux de stries induits par des dimensions variables de défauts, d'effort normal et de directions de glissement impliquent de nombreuses interactions entre les stries résultantes. Étant donné les conditions listées ci-dessus, ces interactions ne seront pas étudiées ici.

Les paramètres de scratch sont donnés dans le tableau 6.2, représentés sur la carte de scratch en figure 6.2(a) et illustrés sur la piste d'usure avant essai en figure 6.2(b). Les pressions de contact durant le scratch, les largeurs et pénétrations résiduelles sont données dans le tableau 6.3. Les pressions de contact durant le scratch sont obtenues par simulation numérique à partir du modèle numérique décrit au chapitre 4.

Désignation	R (μm)	F_n (N)	L (mm)	V (mm/min)	Mode d'endommagement
R10	10	0.27	0.52	100	F1
R20	20	1.09	0.52	100	F2
R50	50	4.5	1.26	100	F3
R100	100	10.0	2.02	100	F3
R200	200	23.5	2.30	100	F3

Tableau 6.2 – Paramètres de scratch pour les essais d'usure.

Désignation	Pression de contact max. (GPa)	Largeur de trace résiduelle (μm)	Profondeur de trace résiduelle (μm)
R10	37.6	4.8	0.1
R20	25.5	16	0.7
R50	19.3	38	2.0
R100	16.0	57	2.3
R200	12.0	90	2.9

Tableau 6.3 – Quelques variables indicatives pendant et après scratch.

Les défauts de surface initiaux en piste d'usure sont donc de type plasticité du substrat et fissures de surface pour les scratches R10, plasticité du substrat, fissures de surface et écailles pour les scratches R20, R50, R100 et R200. Cela couvre bien l'ensemble des défauts observés sur les poussoirs revêtus. De plus, la largeur des traces résiduelles avec les scratches R50, R100 et R200 est supérieure ou égale à la largeur du contact cylindre-plan. Par conséquent, durant l'essai d'usure, les conditions de contact seront fortement perturbées à chaque passage du cylindre sur les scratches R50, R100 et R200 orientés perpendiculairement à la direction de glissement.

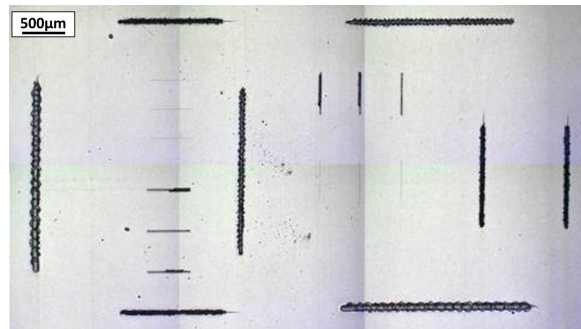


Figure 6.3 – Piste d’usure après essai sur échantillon DCX.

Ils semblent en revanche avoir une influence notable sur l’usure du cylindre. Bien que cette dernière soit relativement faible, l’analyse de la surface après essai montre un profil tout aussi rugueux que le profil initial, contrairement aux résultats des essais équivalents sans scratches (cf. figure 5.12). Les pics de rugosité extrémaux (fig.6.4(c)) sont bien éliminés mais leur valeur moyenne n’est pas réduite.

Les élévations de surface créées autour des scratches (analysées en section 4.2.5) associées à la dureté élevée du revêtement semble donc augmenter sensiblement, par abrasion, le taux d’usure du cylindre tout en dégradant sa surface.

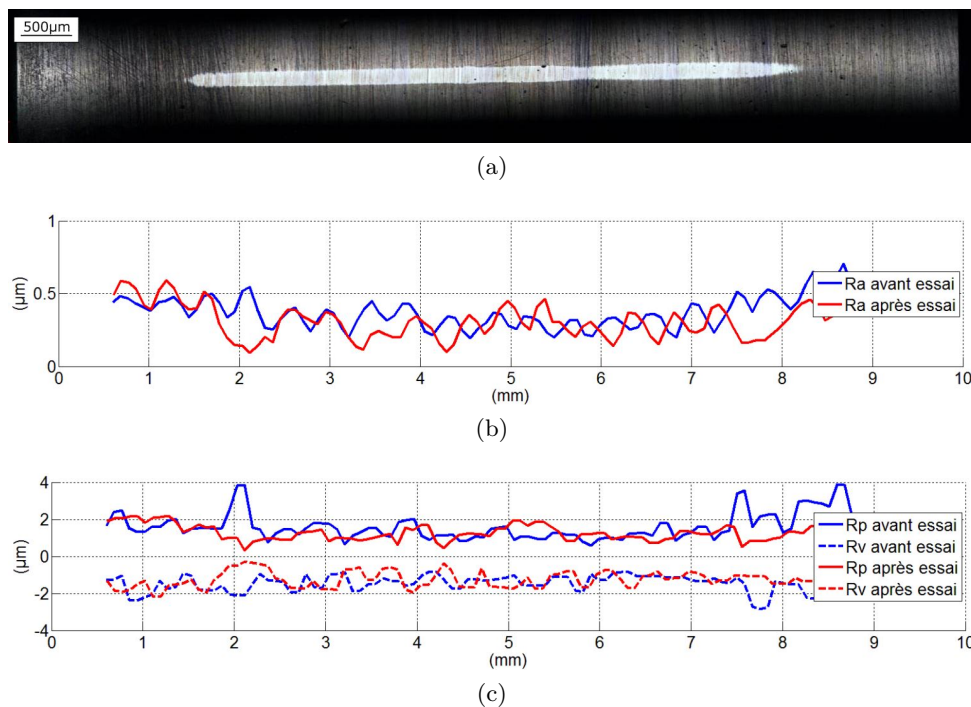


Figure 6.4 – Comparaison des paramètres de rugosités d’un cylindre revêtu de DLC avant et après essai. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.

Les poussoirs présentant un écaillage généralisé (fig.2.23) étaient peu nombreux lors de l’analyse de la base de donnée PSA Peugeot Citroën. Aucun nouveau cas semblable n’a, à ce jour, été observé. Les présents essais conduisent à penser que les cas d’écaillage généralisé sont imputables à un manque d’adhésion du revêtement sur le substrat dont l’origine potentielle est un défaut de maîtrise du processus de dépôt, qui a visiblement été corrigé.

Si la sensibilité du revêtement aux réseaux de stries est par conséquent fortement réduite, il est tout de même intéressant d’étudier l’influence de ces scratches dans le cas où le processus d’usure tribochimique est activé.

6.2.3 Résultats et analyses des essais DLC / acier

Dans le cas d’un système tribologique de type DLC - lubrifiant - acier, le processus d’usure tribochimique est activé. Nous constatons alors que la cinétique d’usure est comparable à celle décrite en section 5.2.3. Un écaillage spontané est observable dès les premiers cycles et se propage dans la direction de glissement. La piste d’usure est tout aussi dégradée et une fois encore, les résultats sont similaires entre échantillons revêtus de DCX et échantillons revêtus de DDT.

Une différence majeure est toutefois à souligner et sera illustrée à partir des résultats obtenus sur échantillon DCX. Une large surface du revêtement semble épargnée par l’écaillage spontané et cette surface correspond exactement à la surface couverte par les scratches transversaux (fig.6.5(a)). En d’autres termes, les scratches transversaux semblent protéger le revêtement des dégradations ultérieures. Cette observation est opposée à l’intuition initiale pour laquelle les scratches étaient les principaux contributeurs, ou initiateurs, de l’écaillage du revêtement. L’effet de protection n’est pas cependant pas clairement identifiable autour des scratches longitudinaux.

Les mesures de profil réalisées après essai illustrent clairement la modification topographique créée par l’abrasion du cylindre. Il peut être toutefois noté que la rugosité moyenne R_a tend à être plus faible dans les zones couvertes par les scratches transversaux qu’en dehors (fig.6.5(b)). L’évolution du paramètre de rugosité R_v explique cette tendance : les creux du profil y sont moins importants qu’en dehors (pas d’écailles et, potentiellement, sévérité plus faible du contact).

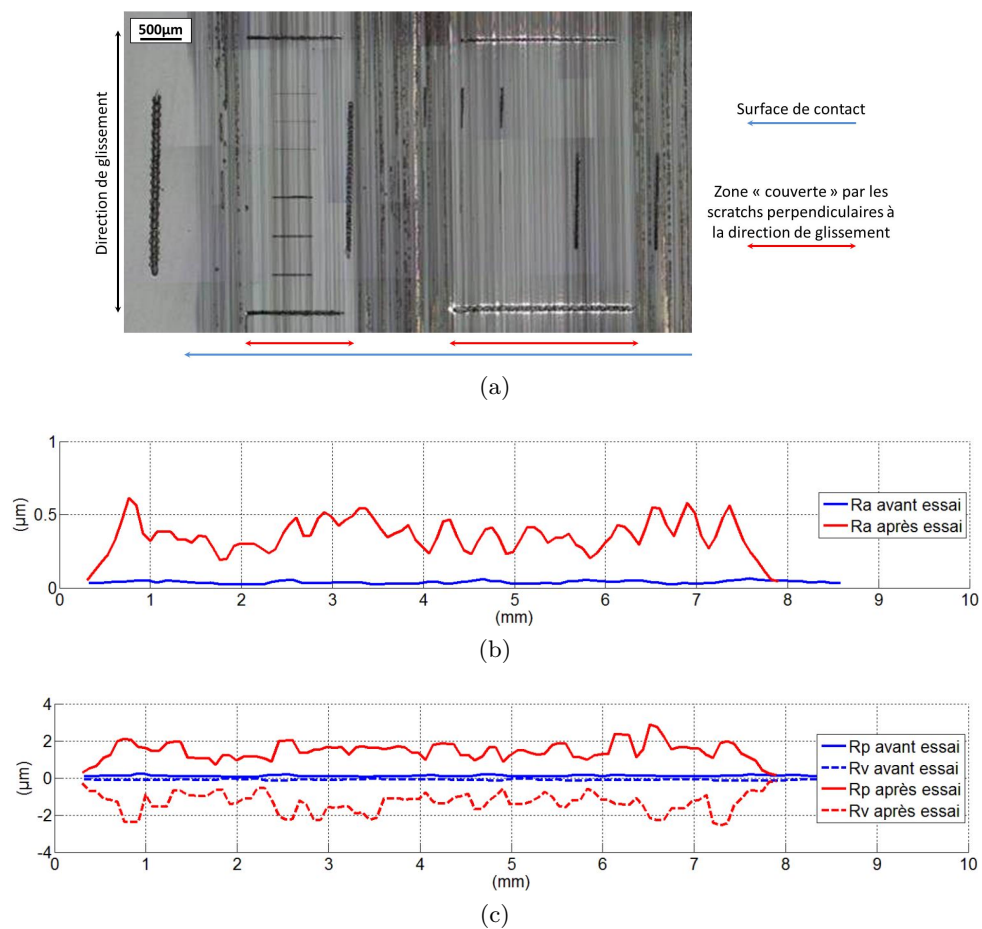


Figure 6.5 – Comparaison des paramètres de rugosités de la piste revêtue avant et après essai.
 (a) Vue MO de la piste après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.

Indépendamment de l’écailage, le taux d’usure est plus important aux abords des scratches que sur le reste de la piste d’usure (fig.6.6). Cela peut être imputé aux effets de bord et aux pressions de contact plus importantes sur les élévations de surface induites par les modifications topographiques des scratches (fig.4.12).

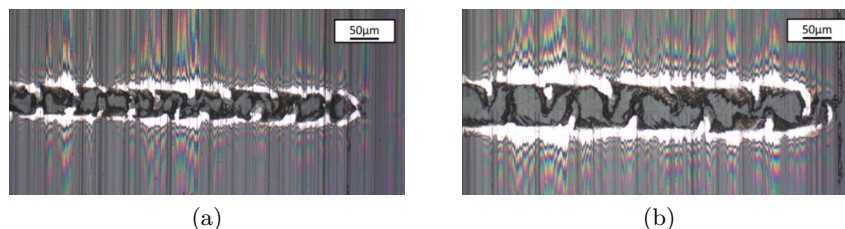


Figure 6.6 – Exemples d’usure aux abords des scratches initiaux après 600,000 cycles. (a) Scratch transversal R100 et (b) Scratch transversal R200.

D’autre part et tout comme observé dans les essais du chapitre 5, il n’existe pas d’interaction transversale manifeste entre les écailles spontanées ainsi qu’entre ces écailles et les scratches initiaux. Seules quelques écailles sont créées autour des scratches initiaux, dans les zones de densité de fissure élevée ou à leur extrémité. Cela indique une nouvelle fois l’excellente adhésion du revêtement sur le substrat qui prévient l’initiation et la propagation de nouvelles écailles à l’interface.

Nous pouvons toutefois remarquer que chaque écaille est susceptible d’être piégée dans le contact, favorisant de nouveaux scratches, augmentant la probabilité de nouvelles écailles, etc... comme le montre la figure 6.7. Mais en considérant la qualité d’interface des dépôts DLC testés, ce mécanisme a peu de chance de conduire à un écailage généralisé du revêtement avant qu’il ne soit totalement usé par d’autres mécanismes de dégradation.

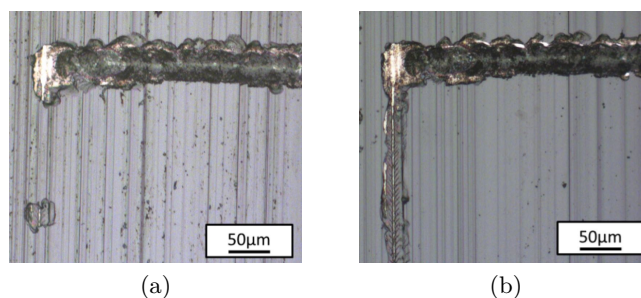


Figure 6.7 – Exemple d’un nouveau scratch induit par une particule piégée dans le contact. (a) Vue MO à 400,000 cycles. (b) Vue MO à 600,000 cycles.

L’analyse de rugosité du cylindre ne laisse apparaître aucune particularité notable, bien que les variations de hauteurs de pic R_p comme celles des profondeurs de creux R_v paraissent moins importantes dans les zones couvertes par les scratches transversaux (fig.6.8(c)).

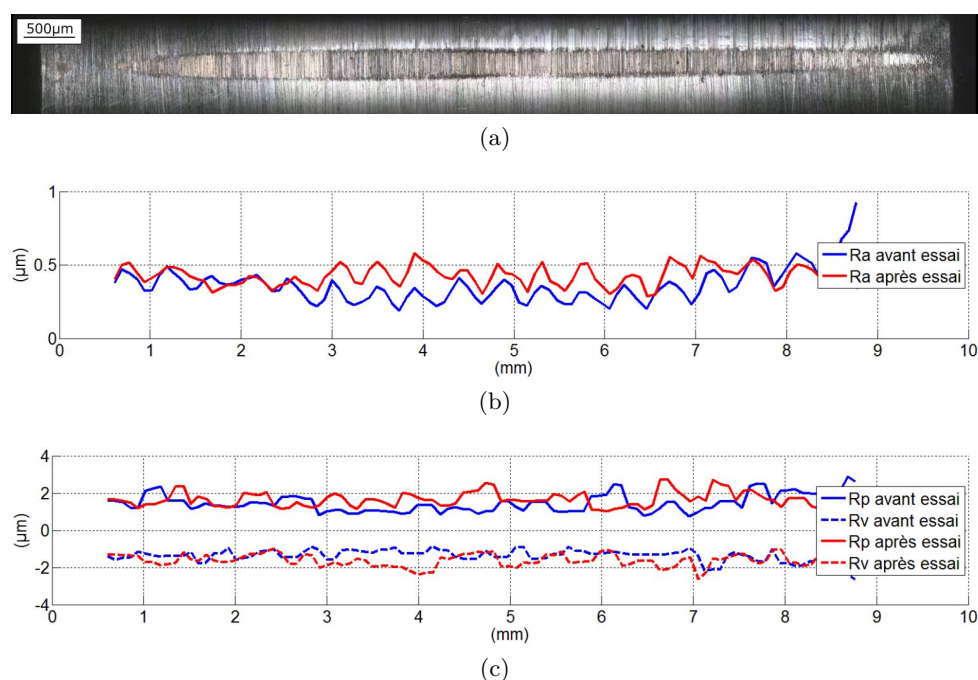


Figure 6.8 – Comparaison des paramètres de rugosités du cylindre acier avant et après essai sur surface préalablement scratchée. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.

Les résultats obtenus par la méthode rapide font ainsi émerger un résultat global contraire aux intuitions initiales. Pour en évaluer la pertinence, des essais de validation simplifiés ont été définis et réalisés.

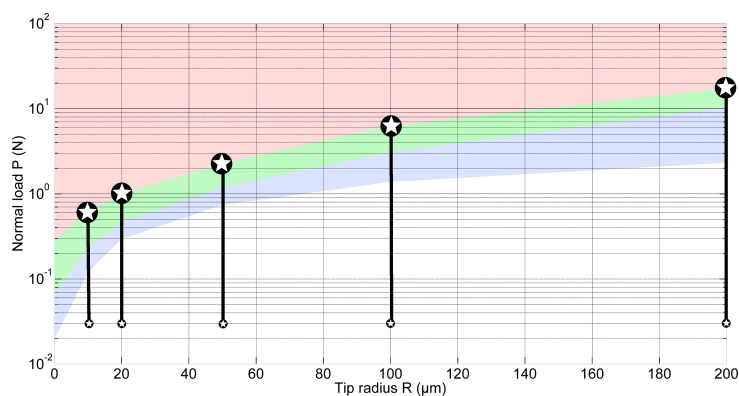
6.3 Essais de validation

Les essais de validation sont des essais d'usure sur surface initialement scratchée où un seul et unique scratch est réalisé. Simplifiés par rapport aux essais de la méthode rapide, ils autorisent une analyse plus précise de l'influence des scratches sur la cinétique d'usure des DLC dans le cas où le processus d'usure tribochimique est activé. Étant donné que le comportement tribologique observé des deux DLC testés est strictement similaire, les essais de validation ont été réalisés uniquement sur les échantillons revêtus de DCX.

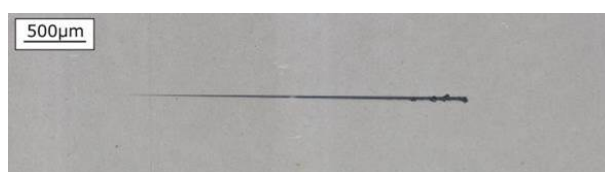
6.3.1 Définition des scratches initiaux

La piste d'usure est initialement endommagée via un seul et unique scratch dont la position sur la piste est illustrée en figure 6.9(b). Les vitesses de chargement étudiées n'ayant pas d'influence notable sur le comportement au scratch des DLC testés (voir 4), la longueur glissée est choisie constante pour tous les rayons d'indenteur.

D’autre part, les résultats précédents suggèrent que ce sont les élévations de surface qui jouent un rôle prépondérant dans l’effet protecteur observé. Pour chaque rayon d’indenteur, nous définissons alors un scratch à charge croissante entre la charge critique à déformation plastique et la charge critique à rupture. La modification topographique autour du scratch sera donc variable et pourra permettre d’identifier un éventuel seuil à partir duquel l’effet protecteur est observable. Les paramètres des scratches sont regroupés dans le tableau 6.4.



(a)



(b)

Figure 6.9 – Définition et illustration des scratches avant essais d’usure. (a) Position des scratches sur la carte de scratch et (b) vue MO de la position du scratch sur la piste d’usure.

Désignation	R (μm)	F_n min (N)	F_n max = F3 (N)	L (mm)	V (mm/min)
R10	10	0.03	0.62	3	100
R20	20	0.03	0.98	3	100
R50	50	0.03	2.25	3	100
R100	100	0.03	6.24	3	100
R200	200	0.03	16.98	3	100

Tableau 6.4 – Paramètres de scratch pour les essais d’usure.

6.3.2 Résultats et analyses

Quelque soit le scratch initial, nous observons le même résultat après essai d'usure : la majeure partie de la zone couverte par ce dernier est dépourvue d'écaillage spontané (fig.6.10). L'usure plus importante de l'essai sur la figure 6.10(c) s'explique par un nombre de cycles total bien supérieur (550,000 pour l'essai à R200 contre 200,000 pour les essais à R10 et R50).

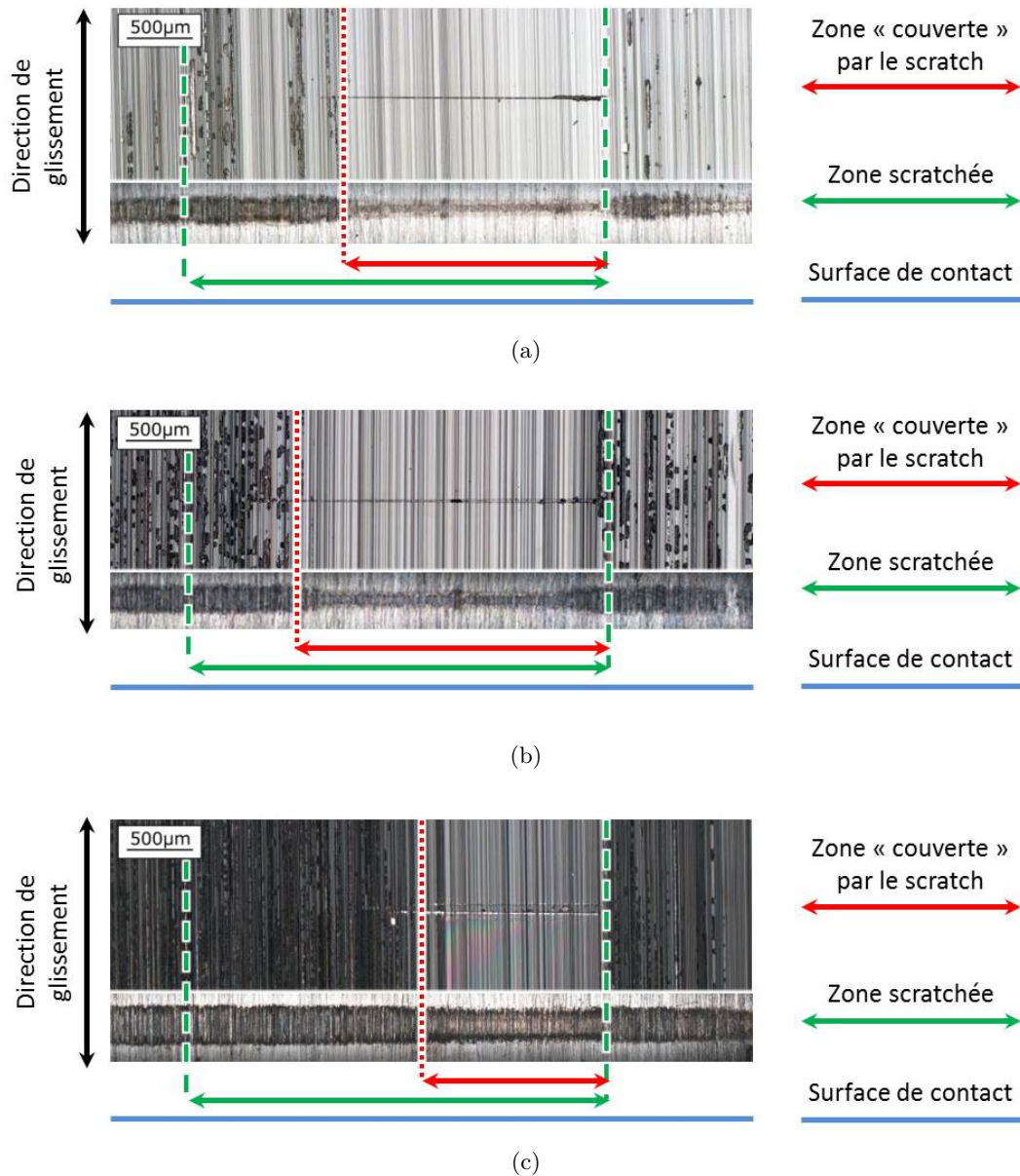


Figure 6.10 – Vues MO après usure et corrélation usure piste / usure cylindre pour différents scratches initiaux. (a) R10, (b) R50 et (c) R200.

Les analyses optiques (fig.6.10) et topographiques (fig.6.11) permettent de valider les conjectures issues de la méthode rapide. Les taux d’usure observés sont plus faibles dans la zone couverte par le scratch transversal. Cet effet est bien accompagné d’une forte réduction voire d’une suppression de l’écaillage spontané. La protection offerte par le scratch est toutefois partielle, avec une efficacité qui augmente avec la modification topographique induite par le scratch (meilleure protection en fin qu’en début de scratch). Du point de vue du cylindre, nous observons clairement un état de surface dépendant de la position du scratch. Ainsi, bien que l’état de surface du cylindre soit équivalent en terme de rugosité moyenne R_a , le profil est plus homogène dans la zone couverte avec des pics de rugosité plus faible qu’en dehors.

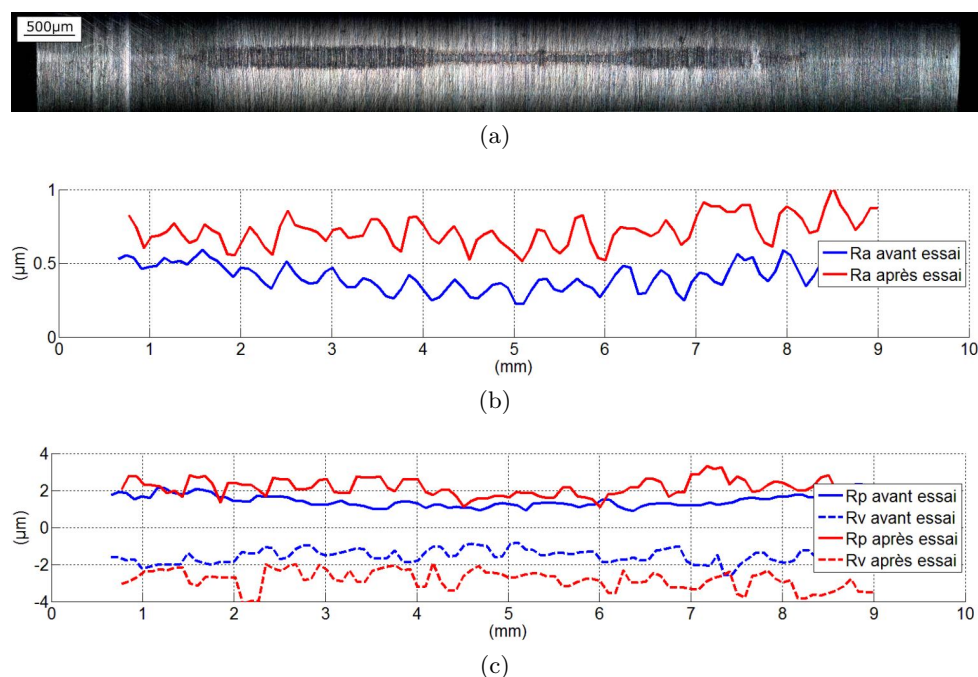


Figure 6.11 – Comparaison des paramètres de rugosités d’un cylindre acier avant et après essai. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) R_a et (c) R_p et R_v .

Si le mécanisme de protection induit par les scratches initiaux sur la cinétique d’usure des DLC se précise, les résultats illustrent toutefois une dépendance forte de l’état de dégradation final des surfaces à l’état de surface initial du cylindre et à la précision du positionnement du cylindre sur la piste avant essai.

Un dernier essai, nommé essai de synthèse, a donc été réalisé.

6.4 Essai de synthèse

Les essais de validation montrent que la moindre élévation de surface créée par les scratches initiaux permettent de retarder considérablement l'écaillage du revêtement. De plus, s'ils ne permettent pas de supprimer l'usure tribochimique, ils en réduisent le taux d'usure associé. Les essais sont en revanche difficilement comparables deux à deux en raison de la variabilité des rugosités initiale des cylindres et des défauts de positionnements du cylindre sur la piste d'usure.

Un dernier essai de synthèse a ainsi été réalisé, où tous les scratches sont représentés sur la piste d'usure. Cela permet de comparer directement l'influence des modifications topographiques sur l'effet protecteur observé.

6.4.1 Définition des scratches initiaux

La piste d'usure est initialement endommagée par autant de scratches initiaux que de nombre d'indenteurs disponibles. La position des scratches est illustrée en figure 6.12 et leur paramétrage se trouve dans le tableau 6.5.

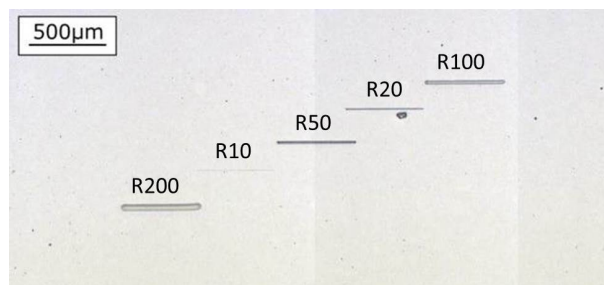
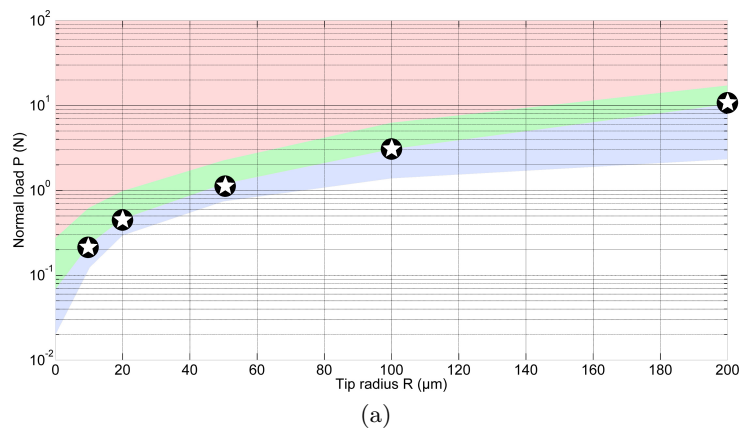


Figure 6.12 – Définition et illustration des scratches avant essais d'usure. (a) Position des scratches sur la carte de scratch et (b) vue MO de la position du scratch sur la piste d'usure.

Désignation	R (μm)	$F_n = F_2(\text{N})$	L (mm)	V (mm/min)	Mode d'endommagement
R10	10	0.23	3	100	F2
R20	20	0.46	3	100	F2
R50	50	1.18	3	100	F2
R100	100	3.03	3	100	F2
R200	200	10.25	3	100	F2

Tableau 6.5 – Paramètres de scratch pour les essais d'usure

6.4.2 Résultats et analyses

Une fois encore, l'effet protecteur des scratches est clairement observable, et ce quelque soit le scratch initial (fig.6.13). L'essai ne permet donc pas de discriminer un seuil de modification topographique optimal qui maximise la protection du revêtement.

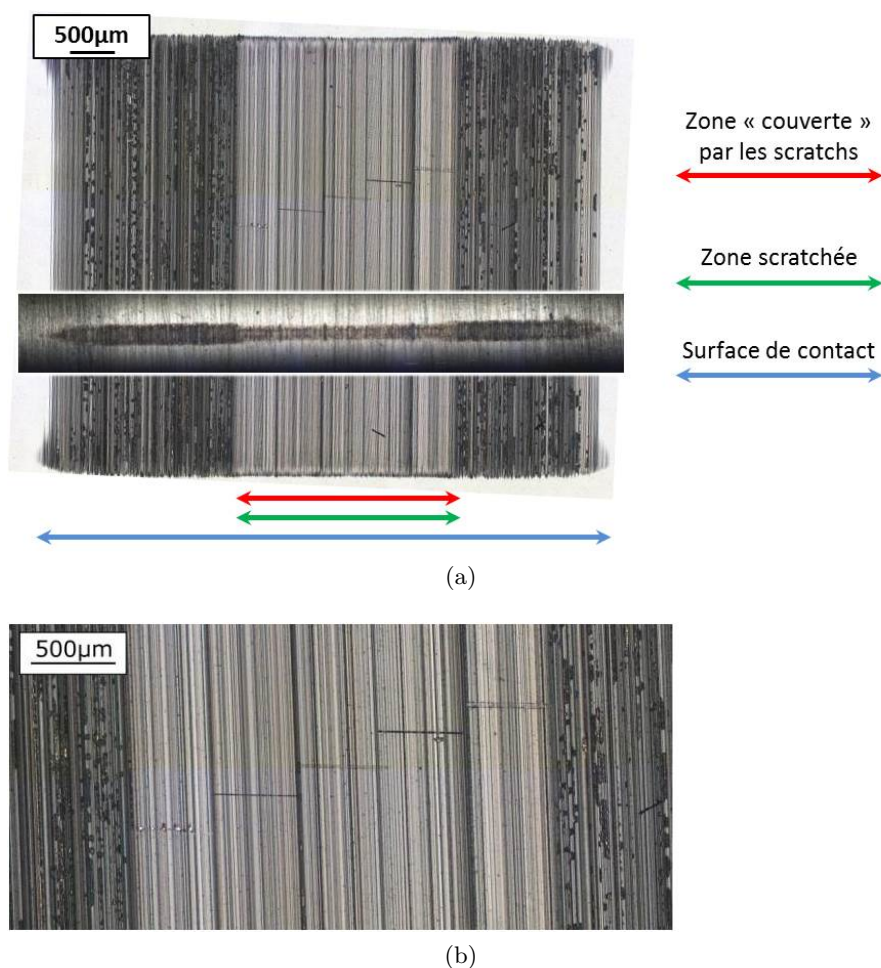


Figure 6.13 – Vues MO après usure et corrélation usure piste / usure cylindre. (a) Vue générale de la piste d'usure et (b) zoom sur les scratches.

L'analyse du cylindre montre naturellement des résultats similaires à ceux des essais de validation, avec des paramètres de rugosité en moyenne plus faibles et plus homogènes dans les zones couvertes par les scratches initiaux (fig.6.14).

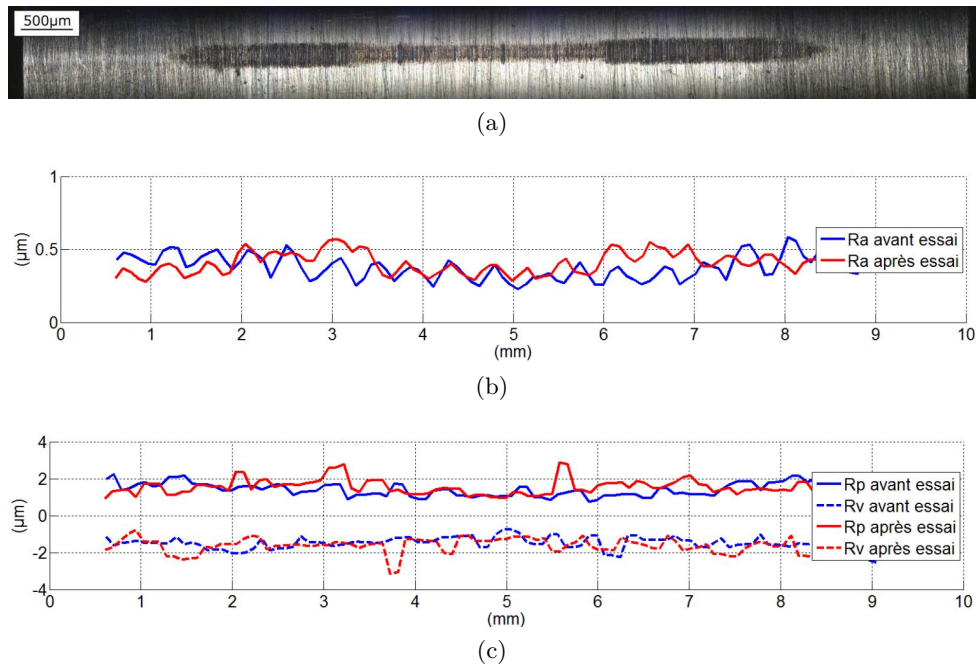


Figure 6.14 – Comparaison des paramètres de rugosités du cylindre acier avant et après essai.
 (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.

6.5 Mécanisme de protection induit par les scratches initiaux

Sur la base des essais de la méthode rapide, des essais de validation et de l’essai de synthèse, le mécanisme de protection induit par les scratches initiaux peut à présent être développé.

Les scratches initiaux induisent des modifications topographiques à la surface des échantillons, assimilables à une texturation de surface initiale. La particularité de cette texturation est qu’elle se compose d’une élévation locale de la surface par rapport à la surface moyenne, ce qui n’est généralement pas le cas des surfaces texturées standards.

L’état initial du système est schématisé en figure 6.15(a). Les états de surface du cylindre comme de la piste sont homogènes.

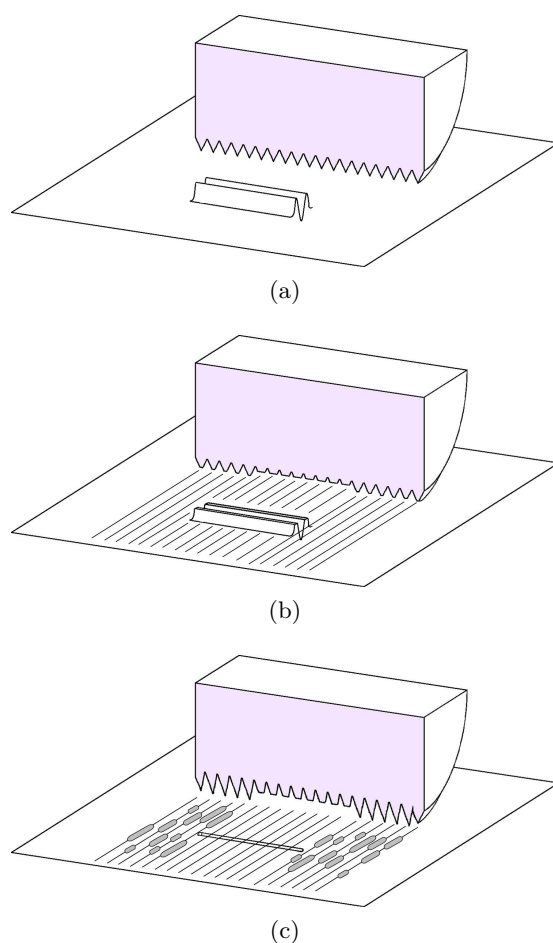


Figure 6.15 – Illustration de l’influence des scratches initiaux sur l’état de surface de l’antagoniste. (a) État initial, (b) après rodage et (c) état final.

Les premiers cycles entraînent une phase de rodage au terme de laquelle l’état de surface du cylindre se décompose en deux zones : au centre de la piste d’usure se trouve celle couverte par la texturation initiale d’une part, aux extérieurs celle qui ne l’est pas d’autre part.

Dans cette première zone, l'élévation de surface abrase sévèrement le cylindre, favorisé en cela par le rapport de dureté DLC / acier à l'avantage du revêtement (fig.6.15(b)). Si la rugosité moyenne R_a n'est pas affectée, la hauteur des pics est toutefois réduite et homogénéisée le long de la zone. La conséquence directe est un effet similaire de réduction et d'homogénéisation des pressions de contact locales. Par corolaire, l'ensemble des mécanismes de dégradation des DLC sont déséverisés (ici : réduction du taux d'usure tribochimique et du risque d'initiation et de propagation d'écailles).

Au terme de l'essai, l'écaillage généralisé du revêtement entraîne une dégradation notable de l'état de surface du cylindre, dégradation non observée dans la zone centrale (fig.6.15(c)). D'autre part, l'usure intégrale de l'élévation de surface conduit à retrouver une texturation standard dont la propriété principale est d'agir comme un micro-réservoir de lubrifiant qui assure une quantité d'huile minimale dans le contact et limite les risques de rupture de film d'huile (fig.6.16).

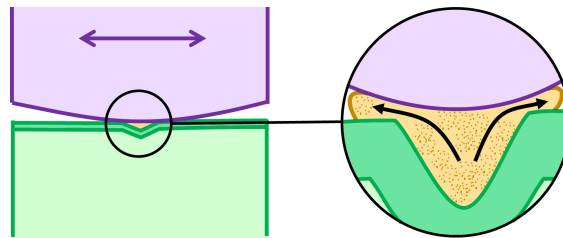


Figure 6.16 – Effet réservoir de lubrifiant après usure complète de l'élévation de surface autour du scratch initial.

Au final, une réduction drastique des taux d'usure des revêtements DLC peut vraisemblablement être obtenue par texturation intégrale de la piste d'usure, texturation à optimiser suivant les directions de glissement. L'analyse du comportement tribologique de surfaces texturées revêtues a déjà été rapportée par différents auteurs [155–159]. Bien qu'extrêmement variables, l'ensemble des résultats présentés montrent une réduction des taux d'usures et des PMF. Petersson [160, 161] précise néanmoins que les bénéfices d'une texturation sont très variables voire inexistantes selon les conditions de contact (et les régimes de lubrification). Ses travaux mettent également en avant que la texturation d'une surface revêtue augmente le risque d'écaillage du revêtement, qui peut ainsi réduire drastiquement sa durée de vie.

La différence majeure des essais présentés dans ce chapitre tient au fait que la texturation créée par les scratches est positive, locale et non généralisée à l'intégralité de la surface. La conséquence est une action mécanique de courte durée pendant laquelle le rodage de la surface antagoniste est forcé. Après rodage, nous retrouvons a priori les effets d'une texturation standard.

Dans le cas d'un poussoir revêtu, la texturation positive pourrait par exemple consister en différents cercles concentriques (fig.6.17(a)) qui auraient pour effet d'éliminer les éventuels défauts initiaux en surface de came. Cependant, d'après la cinématique du point de contact came / poussoir (voir section 2.1.3), ce profil à motifs concentriques ne permet pas d'assurer un rodage en tout point de came. À ce titre, un motif en spirale est alors plus adapté (fig.6.17(b)).

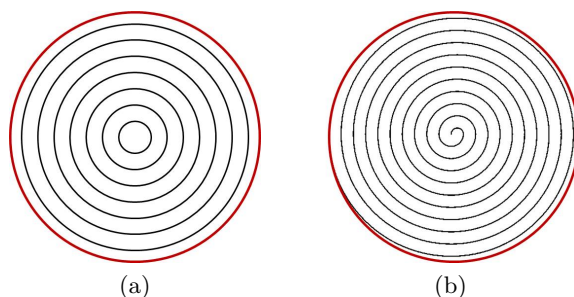


Figure 6.17 – Proposition de deux motifs de texturation à appliquer aux poussoirs revêtus. (a) Motifs concentriques et (b) motif en spirale.

Il n'est cependant pas garanti que ce mécanisme de protection particulier induit à partir d'une texturation "positive" se manifeste de manière aussi prononcée dans les conditions de sollicitation du système came-poussoir. L'état de surface initial des comes est en effet bien meilleur que celui mesuré sur les cylindres utilisés ici. Les vitesses de glissement impliquent également un régime de lubrification bien plus favorable. Les taux d'usure nominaux sont donc extrêmement faibles et l'effet de la texturation initiale d'autant plus difficile à quantifier. Le bénéfice de réduction d'usure potentiel nécessite donc de nouveaux essais sur banc composant.

Dans tous les cas et compte-tenu des méthodes de dépôts, la texturation peut être appliquée sur le substrat, avant revêtement.

6.6 Bilan

Sans augmentation du taux d'usure par effet tribochimique, nous n'observons pas d'influence notable des scratches sur la cinétique d'usure du contact cylindre / plan, si ce n'est une légère augmentation du taux d'usure du cylindre par effet abrasif.

À l'inverse, nous observons un effet protecteur de ces scratches lorsque le taux d'usure est élevé et que les réactions tribochimiques prévalent. La combinaison de l'élévation locale de la surface autour du scratch et de la dureté élevée du revêtement implique une phase de rodage mécanique durant laquelle la surface de l'antagoniste est débarrassée, par abrasion, de ses plus gros pics de rugosité. Le rodage prend fin lorsque l'élévation de surface est elle-même intégralement supprimée.

Au global, cette phase de rodage limite les pics de pression locale excessifs et homogénéise la surface de l'antagoniste, ce qui a pour effet de réduire la sévérité de tous les mécanismes de dégradation associés.

Aucun seuil topographique à partir duquel l'effet protecteur de la texturation apparaît n'a été identifié au cours des essais, mais ces derniers suggèrent que l'effet est d'autant plus grand que l'élévation de surface est importante. La particularité de la texturation proposée est que ses dimensions caractéristiques sont équivalentes à celles du contact. Deux profils de texturation des poussoirs revêtus ont été proposés et requiert de nouveaux essais pour observer leur influence sur la cinétique d'usure du système came-poussoir.

Enfin, l'ensemble des essais réalisés sur poussoir ou échantillons revêtus montre qu'à ce jour, le seul mécanisme d'usure à considérer est l'usure en surface et que sa quantification passe inévitablement par des essais de caractérisation tribologique simplifiés à réaliser pour chaque triplet {DLC / lubrifiant / antagoniste}. La simulation de l'endommagement des DLC en application came-poussoir peut donc s'appuyer sur la seule prise en compte de ce mécanisme d'usure.

Simulation de l'endommagement des DLC sur système came-poussoir

Sommaire

7.1	Présentation de l'outil	125
7.2	Algorithme général	129
7.3	Exploitation de l'outil pour l'analyse du système sans usure	132
7.4	Protocole d'identification des taux d'usure	133
7.5	Comparaison avec l'expérience	134
7.6	Exploitation de l'outil pour l'optimisation du système came-poussoir .	137
7.7	Bilan	140

Sur la base des expertises menées sur les composants revêtus PSA Peugeot Citroën et les essais réalisés sur échantillons HEF, nous avons montré au travers des chapitres précédents que le seul mécanisme de dégradation prédominant des DLC sur système came-poussoir est celui lié à l'usure en surface. En partant du principe qu'à ce titre, la seule prise en compte de ce mécanisme permet de simuler l'usure des revêtements DLC sur système came-poussoir, une approche purement analytique du problème a été développée.

7.1 Présentation de l'outil

7.1.1 Description de principe et données d'entrée

L'outil a été développé dans le but de pouvoir fournir, pour un système came-poussoir à attaque directe, la hauteur usée en tout point de la came et du poussoir après un temps de fonctionnement donné et en tenant compte de la rotation (ou des blocages) du poussoir au cours du temps. Les données d'entrée requises sont la géométrie de came et de poussoir, la vitesse de rotation d'AAC, l'effort en fonction de l'angle d'AAC et les incréments de rotation du poussoir en fonction du temps (fig.7.1). A cela s'ajoutent les paramètres matériaux, lubrifiants et une durée de fonctionnement du système.

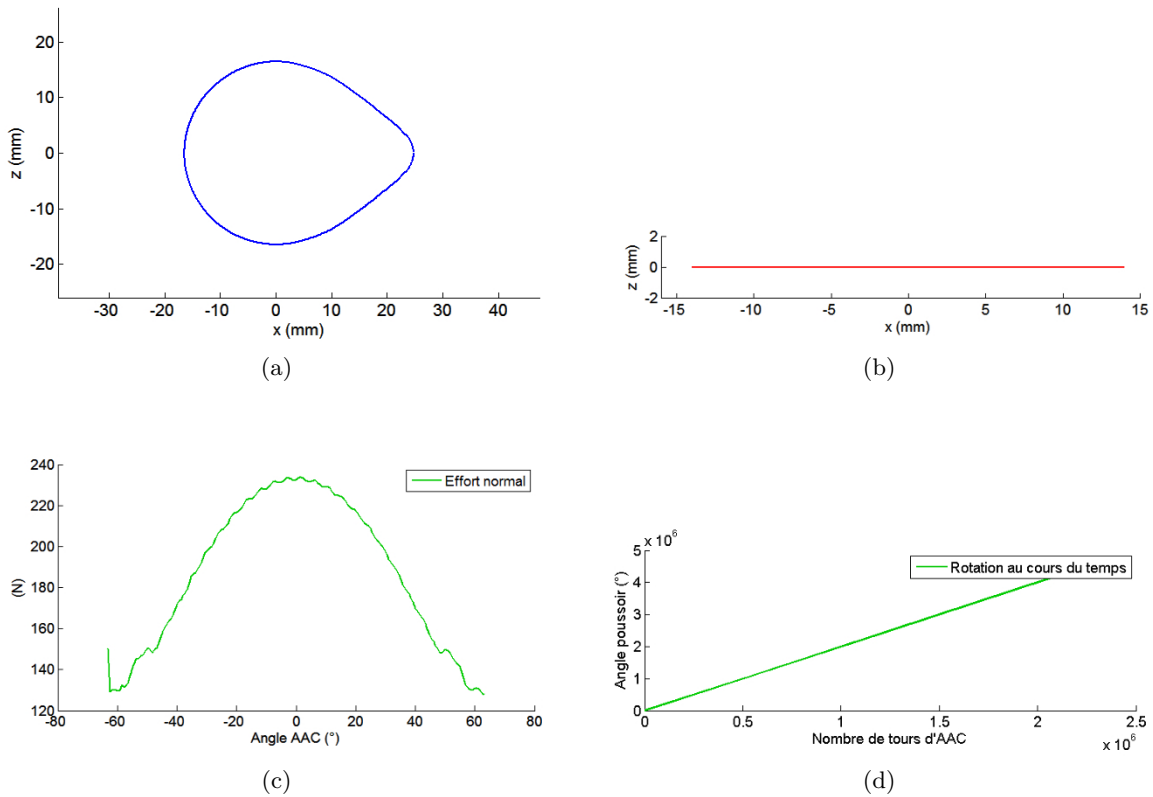


Figure 7.1 – Quelques données d’entrées requises pour la simulation. (a) Géométrie de la came, (b) géométrie du poussoir, (c) effort normal came-poussoir et (d) rotation du poussoir.

7.1.2 Définition du chargement

Le chargement est décrit selon deux niveaux : déterministe et probabiliste.

La description déterministe est associée à la rotation de l’AAC, qui définit les variables au contact (effort, vitesses, rayon de courbure, etc...), la position du point de contact sur la came et sur le poussoir. La position du point de contact sur le poussoir n’est ici définie que par sa distance signée par rapport au centre du poussoir (distance r_p (OH) sur la figure 7.3). Cette description repose sur l’hypothèse que le tilt (angle de bascule du poussoir dans son logement, voir figure 2.9) est suffisamment faible pour que son influence sur la valeur de r_p soit négligeable. Ce qui est admissible en sachant que sur les systèmes considérés, le tilt est généralement faible pour éviter les problèmes de grippage.

La description probabiliste est quant à elle associée à la position angulaire du poussoir, relativement à la came (θ_p sur la figure 7.3). Cette description de θ_p est associée à l’hypothèse que l’usure n’est pas impactée par l’histoire de l’usure et suit une chaîne de Markov. Autrement dit : le modèle ne tient pas compte d’une éventuelle variation du taux d’usure en fonction de l’usure et l’usure totale peut être cumulée linéairement indépendamment du temps. Cela conduit à considérer que l’ordre dans lequel se présentent les positions angulaires θ_p n’influe pas sur l’usure finale et que seul compte le temps passé à un angle donné. Une hypothèse sous-jacente

est que la variation de l'angle θ_p au cours d'un tour d'AAC est négligeable, et donc que θ_p peut être considéré fixe sur un tour d'AAC. Cette hypothèse se justifie pour deux raisons. D'une part, la rotation θ_p est en réalité discrète : le poussoir tourne à chaque "attaque" de la came et conserve peu ou prou sa position pendant le reste de la rotation de l'AAC. D'autre part, le temps d'un cycle (d'un tour d'AAC) est négligeable devant le temps passé à un angle θ_p donné.

7.1.3 Choix de modélisation

Les choix de modélisation couvrent la modélisation du contact et celle de l'usure.

Du point de vue du contact, les solides sont supposés semi-infinis et le contact came-poussoir de type cylindre / plan 2D en déformations planes. Les revêtements et l'usure sont supposés ne pas influencer sur les variables du contact. Ainsi, les relations de Hertz et les approximations de la théorie EHD permettent de calculer analytiquement les pressions P_{Hertz} et largeurs de contact a_c , l'épaisseur de lubrifiant h_{lub} et le facteur associé au régime de lubrification λ , pour chaque angle de rotation d'AAC. Ces hypothèses restent valable pour des revêtements d'épaisseur faible et/ou avec des propriétés mécaniques proches de celles du substrat.

Géométriquement parlant, il est supposé une variation continue de la position du contact (pas de saut du point de contact came-poussoir) et une continuité de rotation du poussoir à chaque tour d'AAC (valeurs faibles d'incrément de rotation).

Du point de vue de l'usure et comme évoqué en introduction, la simulation de l'endommagement des DLC ne tiendra compte que de l'usure en surface. Essentiellement pilotée par le processus d'usure tribochimique, cette usure n'est pas maîtrisable sans la maîtrise de la composition du lubrifiant, ce qui reste malheureusement hors du domaine d'expertise de PSA Peugeot Citroën. Le propos du présent outil n'est donc pas de modéliser physiquement les processus d'usure en surface mais de les quantifier. Cette méthode descriptive de l'usure pourrait être enrichie, par la suite, d'une modélisation plus fine (voir notamment la thèse de Rabaso [162] sur les lubrifiants dopés aux nanoparticules dans les MCI).

Nous avons montré au chapitre 1 que la quantification de l'usure s'appuie en majorité sur deux approches : celle de la loi d'Archard (eq. 1.5) et celle des lois énergétiques (eq. 1.6). Bien que l'approche énergétique soit plus objective, elle nécessite d'avoir accès à l'énergie dissipée par frottement. Cela implique la connaissance de l'effort tangentiel à chaque instant et donc, indirectement, la connaissance du coefficient de frottement instantané. Or de telles mesures n'ont pas été analysées au cours de ces travaux et l'exploitation de méthodes numériques existantes [163–166] pour accéder à ces données aurait nécessité de trop lourds développements et validations.

Le modèle sélectionné pour quantifier l'usure de surface est donc dérivé de la loi d'Archard, dont l'expression globale est rappelée ci-dessous (eq.7.1) :

$$V_u = k \frac{F_n L_g}{H} \quad (7.1)$$

où :

- V_u : volume usé,
- k : taux d’usure global normalisé,
- F_n : effort normal,
- L_g : longueur glissée totale,
- H : dureté.

Pour intégrer intrinsèquement l’effet de la géométrie, l’expression 7.1 peut être réécrite avec des variables locales (eq.7.2) :

$$V_u = \tilde{k} \frac{Pl_g}{H} \quad (7.2)$$

où :

- V_u : volume usé,
- \tilde{k} : taux d’usure local normalisé,
- P : pression de contact,
- l_g : longueur glissée locale,
- H : dureté.

Cette expression peut être d’avantage simplifiée et adaptée à notre système. D’une part, nous souhaitons calculer des taux d’usure instantanés, c’est à dire à conditions de contact (donc P et H) fixées. D’autre part, le taux d’usure \tilde{k} a toutes les chances d’être dépendant de ces conditions de contact. Considérer un taux d’usure normalisé représente donc un risque d’erreur non négligeable. Ces remarques incitent à réécrire l’équation 7.2 sous la forme (eq.7.3) :

$$V_u = k^* l_g \quad (7.3)$$

où :

- V_u : volume usé,
- k^* : taux d’usure local instantané, non normalisé, à P et H fixés,
- l_g : longueur glissée locale.

Cette nouvelle définition du volume usé et du taux d’usure permet d’envisager un protocole d’identification des taux d’usure adapté au système considéré. Ce protocole sera développé dans la section 7.4.

7.1.4 Données de sortie

A partir des données d’entrée, de nombreuses données de sorties sont générées. Parmi elles se trouvent l’évolution des variables de contact globales (effort, rayon de courbure, vitesse de glissement). Celle des variables locales (pression de contact, largeur de contact, épaisseur de lubrifiant). Et les variables d’usure, par cycle et pour la durée de fonctionnement du système.

L’intérêt principal de l’outil, dont l’algorithme sera décrit dans la section 7.2, tient à son aspect purement analytique. Les temps de calcul sont de l’ordre de quelques secondes et les données d’entrée requises sont réduites au minimum. Générique, il peut également être enrichi pour tenir compte de scénario de fonctionnement (type contrat de fonctionnement MCI).

7.2 Algorithme général

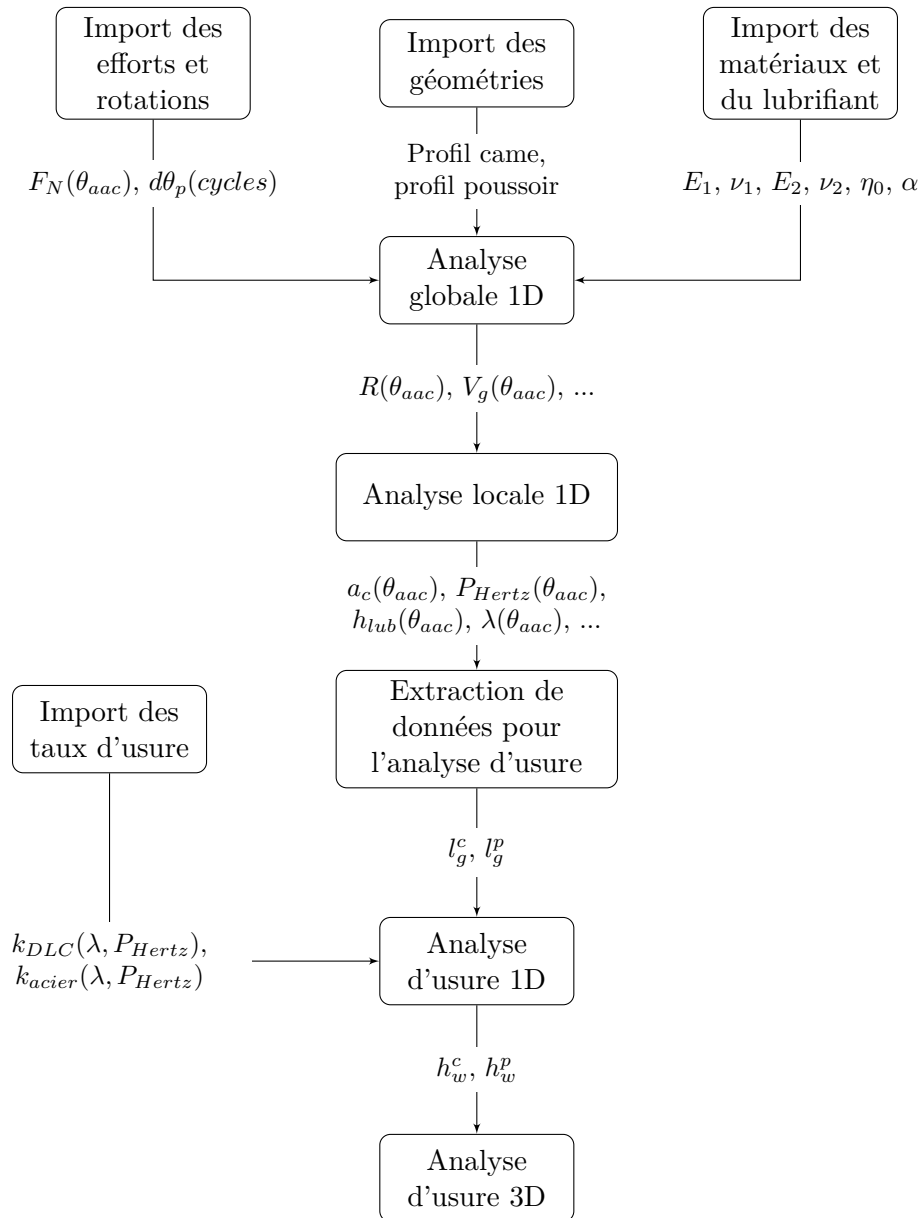


Figure 7.2 – Algorithme général

Analyse globale 1D : Après importation des données d'entrée, une première analyse du système permet d'obtenir les variables globales au contact : effort normal F_N , rayon de courbure équivalent R , position du point de contact sur la came θ_c , sur le poussoir r_p , vitesse de glissement V_g , de levée V_l , et horizontale V_x pour chaque angle de rotation d'AAC.

Analyse locale 1D : Sous l'hypothèse que le revêtement et l'usure n'influent pas de manière notable sur les conditions de contact, les relations de Hertz et les approximations de la théorie EHD permettent de calculer les pressions P_{Hertz} et largeurs de contact a_c , l'épaisseur de lubrifiant h_{lub} et le facteur associé au régime de lubrification λ pour chaque angle de rotation d'AAC.

Extraction de données pour l'analyse d'usure : Pour chacun des deux corps en contact et à partir des résultats précédents, il est possible de calculer la longueur glissée cumulée lors d'un cycle de rotation d'AAC. À chaque instant, la longueur glissée au point de contact de came et de poussoir est incrémentée de la largeur de contact courante $2.a_c(t)$. Lorsque le contact est statique entre t_i et t_{i+1} , la longueur glissée locale est calculée de la manière suivante (eq.7.4) :

$$l_g = a_c(t_i) + \int_{t_i}^{t_{i+1}} V_g(t).dt + a_c(t_{i+1}) \quad (7.4)$$

Analyse d'usure 1D : À partir des taux d'usure expérimentaux exprimés sous la forme "hauteur usée par longueur glissée", le taux d'usure instantané est calculé en chaque point de surface de came et de poussoir. La hauteur usée par tour d'AAC en chacun de ces points est alors déduite de l'expression 7.5 :

$$h_w = k.l_g \quad (7.5)$$

L'usure par cycle (par tour d'AAC) est ainsi déterministe, indépendante de la position angulaire θ_p du poussoir et de son histoire.

Analyse d'usure 3D : L'usure cumulée de la surface de came h_W^c , indépendante de la rotation du poussoir, est calculée par cumul linéaire de la hauteur usée sur 1 cycle h_w^c par le nombre de cycles total durant le temps de fonctionnement N_{cycles} (eq.7.6) :

$$h_W^c = h_w^c.N_{cycles} \quad (7.6)$$

L'usure cumulée de la surface du poussoir est en revanche fonction de sa rotation au cours du temps. À l'aide d'une simple analyse géométrique et pour tout angle de rotation θ_p , la présence (et auquel cas, la position r_p) de chacun des points de la surface du poussoir dans le contact est identifiée (fig.7.3, où la position r_p du point M dans le contact est donné par la longueur signée OH).

De cette identification est déduite, pour tout point de surface du poussoir, pour tout angle de rotation du poussoir, la hauteur usée par tour d'AAC (eq.7.7).

$$h_w^p(\theta_p) = \begin{cases} h_w^p(r_p) & \text{si } M \in \text{surface de contact} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (7.7)$$

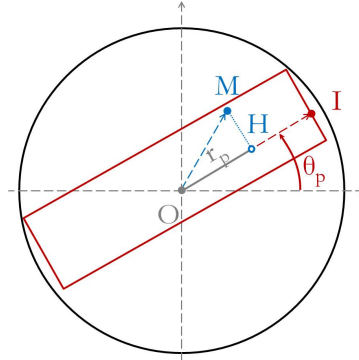


Figure 7.3 – Illustration du principe d'identification de la présence d'un point M dans le contact au cours d'un tour d'AAC, pour une position angulaire θ_p du poussoir. La surface de contact lors d'un tour d'AAC est en rouge et sa direction donnée par le vecteur OI.

La hauteur usée cumulée pour tout point de surface du poussoir, pour tout angle de rotation du poussoir est calculée par cumul linéaire sur le nombre de cycles total N_{cycles} via l'équation 7.8.

$$h_W^p(\theta_p) = \sum_{N_{cycles}} h_w^p(\theta_p) \quad (7.8)$$

Finalement, en ayant considéré par hypothèse une description probabiliste de θ_p , la hauteur usée cumulée pour tout point de surface peut être calculée par intégration sur la rotation du poussoir (eq.7.9).

$$h_W^p = \int_{\theta_p} h_w^p(\theta_p) . d\theta_p \quad (7.9)$$

Cette définition montre que la hauteur usée en tout point x du poussoir correspond à l'espérance de la hauteur usée rapportée à la probabilité de se trouver à une position angulaire θ_p donnée : $\mathbb{E}(h_W^p(\theta_p))$. Elle montre également que la hauteur usée ne dépend pas de l'incrément de rotation du poussoir à chaque cycle.

7.3 Exploitation de l'outil pour l'analyse du système sans usure

Une partie des données de sortie de l'outil a été présentée en section 2.1.3 pour illustrer les conditions de contact du système came-poussoir dans un moteur essence trois cylindres au régime ralenti (fig.2.10). Ces données, qui correspondent aux analyses globales 1D et locale 1D de la figure 7.2, peuvent ici être complétées par leur analyse dans le cas d'un régime de rotation maximal de 6750tr/min (fig.7.4).

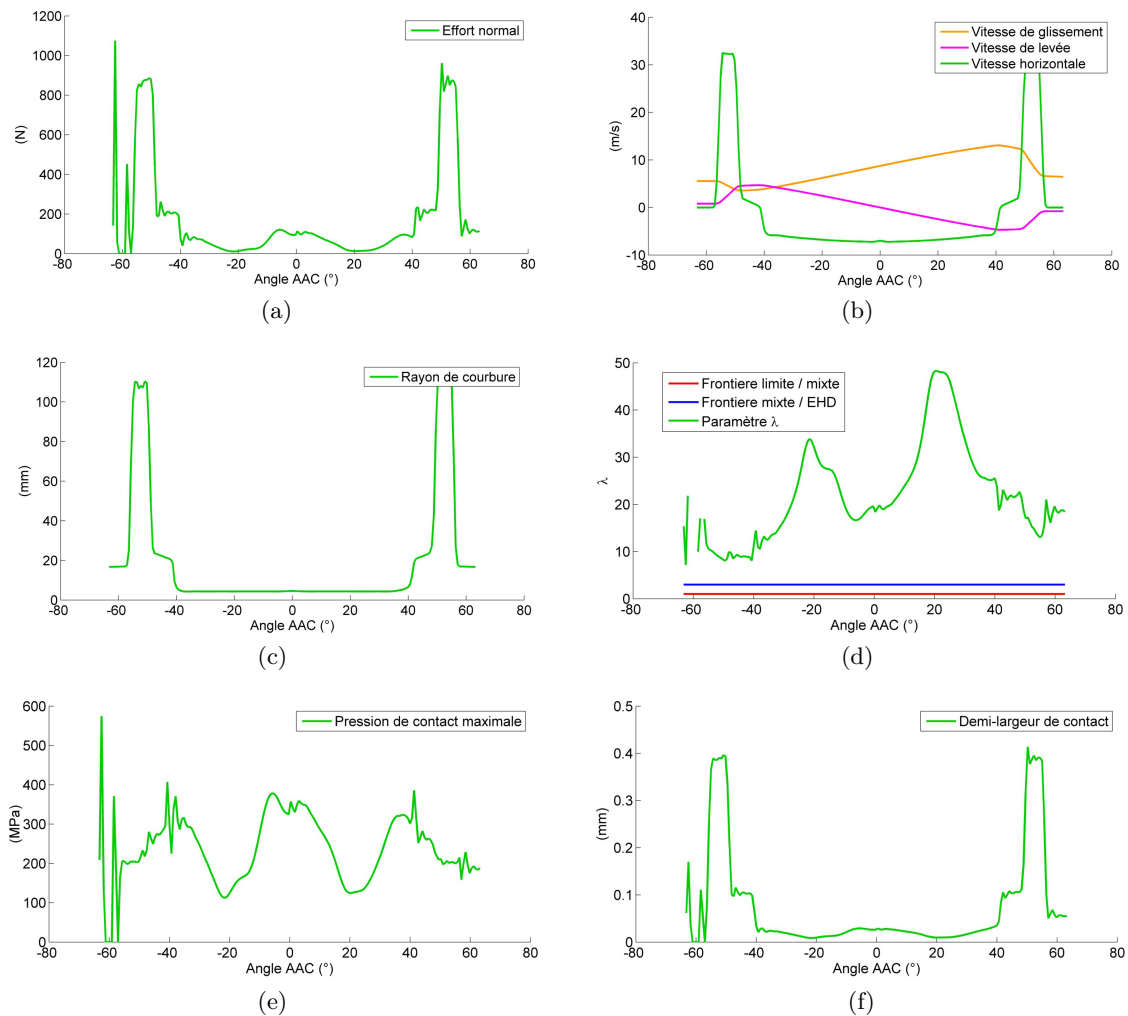


Figure 7.4 – Variation de variables du contact came-poussoir pour un régime de rotation maximal de 6750tr/min. (a) Effort normal, (b) vitesse de glissement, (c) rayon de courbure équivalent, (d) régime de lubrification, (e) pression de contact maximale et (f) demi-largeur de contact.

Si les efforts normaux et les pressions de contact sont notablement plus variables en raison des effets dynamiques agissant à ce régime de rotation, les vitesses de glissement (et donc les régimes de lubrification) à chaque instant sont bien plus favorables d'un point de vue tribologique que ceux du régime ralenti.

7.4 Protocole d'identification des taux d'usure

Les analyses d'usure nécessite la connaissance préalable des taux d'usure de chaque matériau. Or, la sensibilité de ces derniers au système tribologique considéré et aux conditions de sollicitation requiert leur identification sous de multiples conditions d'essai. Dans un contexte industriel, le nombre acceptable d'essais est toutefois réduit au strict minimum et les protocoles expérimentaux se doivent d'être optimisés.

Les chapitres précédents ont montré que les taux d'usure des DLC sont fortement dépendants du régime de lubrification λ et, dans une moindre mesure, de la pression de contact P_{Hertz} . Ainsi, pour chaque triplet {matériau poussoir, lubrifiant, matériau came}, le nombre d'essais de caractérisation à réaliser peut être optimisé en fonction de l'évolution de ces variables lors d'un cycle d'AAC.

Considérons en effet les trajets de chargement associés aux régimes ralenti et maximal dans le plan $[\lambda, P_{Hertz}]$ (fig.7.5(a)). Nous pouvons alors choisir N points de fonctionnement qui couvrent de manière optimale ces trajets. Sur la figure 7.5(b) est représenté un ensemble de points de fonctionnement, optimisé pour le régime ralenti.

Par inter- et extrapolation, une surface ajustée couvrant les trajets de chargement et passant au mieux par l'ensemble des points d'essais (fig.7.5(b)) permet de calculer le taux d'usure à chaque instant du chargement (fig.7.6).

La surface des taux d'usure illustrée en figure 7.5(b) est obtenue à partir des taux d'usure définis aux points de fonctionnement arbitraires (points sur la figure 7.5(b)). Leur valeur a été définie arbitrairement de telle sorte à être cohérent avec les tendances expérimentales (influence forte du régime de lubrification, faible de la pression de contact, usure quasi totale du revêtement sur poussoir au terme des essais).

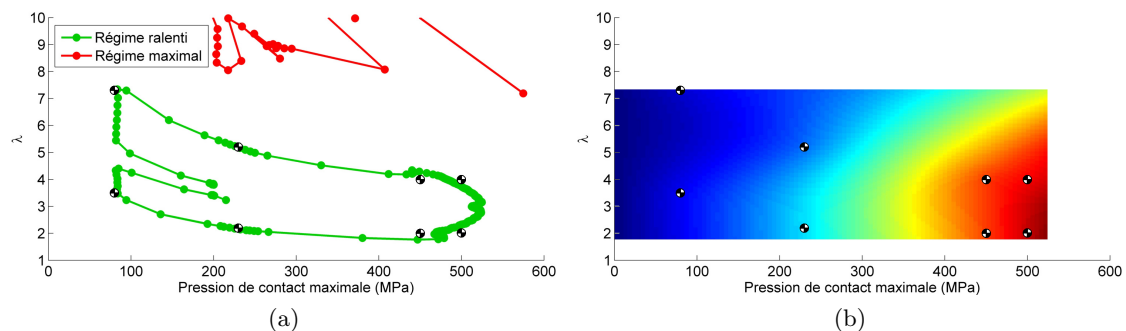


Figure 7.5 – (a) Trajets de chargement pour deux régimes moteurs différents et exemple de positionnement des points d'essais. (b) surface des taux d'usure identifiée à partir des taux d'usures mesurés aux points d'essais.

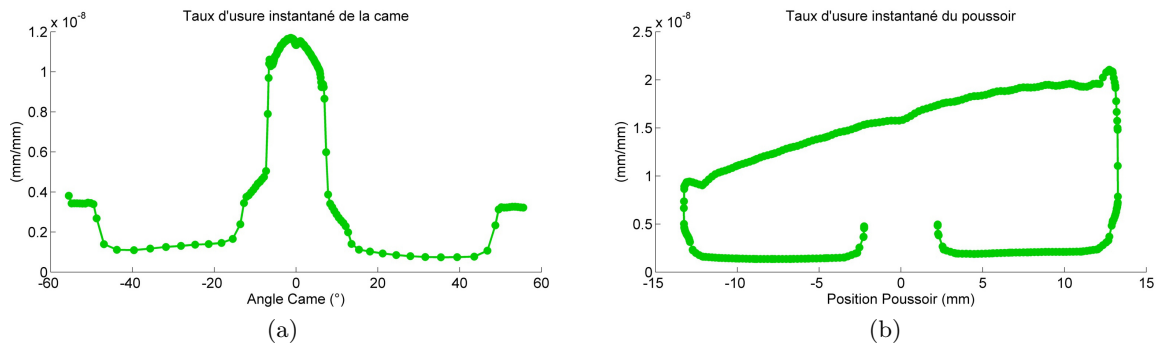


Figure 7.6 – Taux d'usure instantané en tout point de came et de poussoir pour un tour d'AAC à régime ralenti.

A la suite des essais présentés aux chapitres 5 et 6, quelques recommandations expérimentales peuvent être proposées. Les taux d'usure généralement extrêmement faibles des DLC incitent à maximiser leur longueur glissée lors des essais. Dans le cas d'essais sur un banc pion-disque comme celui de PSA Peugeot Citroën, l'identification du taux d'usure se fera donc en privilégiant l'analyse de la bille, et non du disque. L'ordre de réalisation des essais doit être dicté par leur sévérité supposée, et ajusté en fonction des résultats. Enfin, le nombre de cycles requis pour une identification fiable du taux d'usure stabilisé peut potentiellement être réduit via l'analyse des taux d'usure calculés sur les premiers cycles uniquement [104].

7.5 Comparaison avec l'expérience

A partir des taux d'usure "cohérents" utilisés pour obtenir la surface des taux d'usure, les estimations d'usure cumulée du modèle ont été comparées à la base de données de PSA Peugeot Citroën. Ces comparaisons portent à la fois sur les faciès d'usure de came et de poussoir après essai.

7.5.1 Usure de la came

L'usure de la came est, par hypothèse, indépendante de la rotation du poussoir. Cette hypothèse est vérifiée par l'expérience par comparaison des faciès d'usure de came en provenance de différents essais PSA Peugeot Citroën.

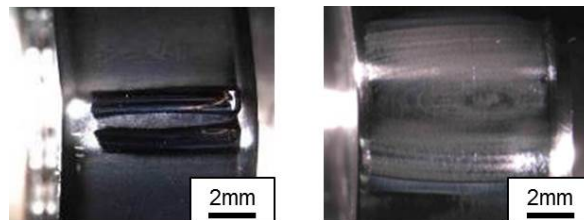


Figure 7.7 – Exemples de faciès d'usure caractéristiques de cames issues d'essais distribution.

La simulation de l'usure du système pour une période de fonctionnement de $2t$ en régime ralenti (simulation de l'essai distribution) conduit, pour la came, aux résultats illustrés en figure 7.8. Nous retrouvons dans la hauteur usée cumulée finale les deux pics d'usure principaux observés expérimentalement.

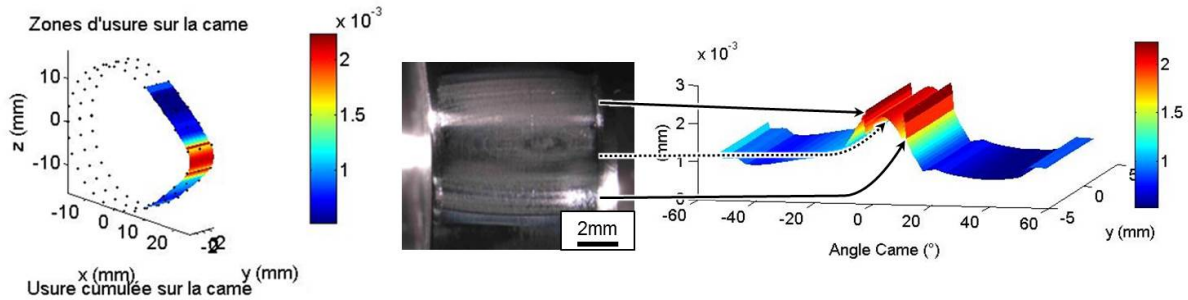


Figure 7.8 – Comparaison de l'usure expérimentale et simulée en surface de came en condition d'essai distribution.

7.5.2 Usure du poussoir

Les simulations qui suivent ont été réalisées dans les mêmes conditions que celles de la came : une période de fonctionnement de $2t$ à un régime moteur de 750tr/min.

Distribution uniforme de la position angulaire du poussoir (pas de blocage) : Dans le cas d'une rotation sous distribution uniforme, le nombre total de cycles passés en chaque position angulaire du poussoir est égal. La cinétique d'usure expérimentale est correctement décrite, avec une évolution de l'usure axisymétrique depuis un anneau, puis vers le centre du poussoir, puis vers l'extérieur.

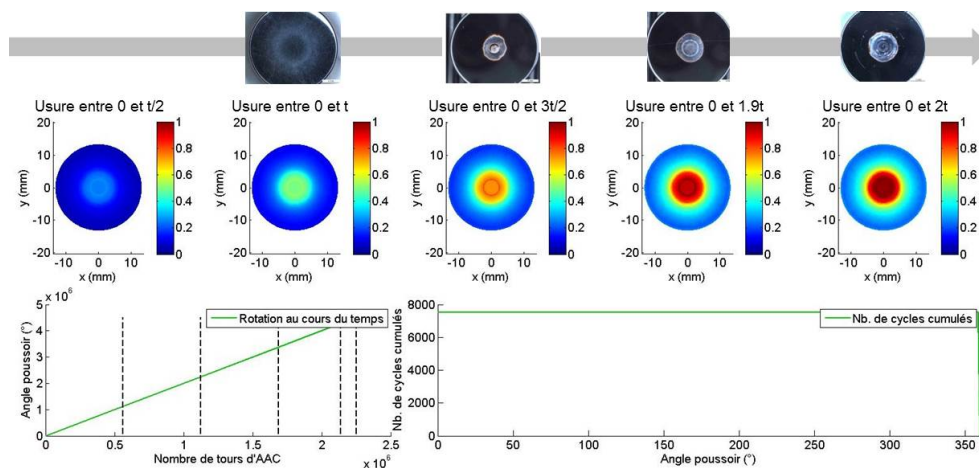


Figure 7.9 – Comparaisons de l'usure expérimentale et simulée en surface de poussoir en condition d'essai distribution, dans le cas d'une rotation uniforme du poussoir.

Rotation nulle du poussoir (blocage total) : Dans ce cas, l'incrément de rotation du poussoir à chaque tour d'AAC est fixée à 0. La cinétique d'usure expérimentale est également correctement décrite. Nous observons une direction privilégiée d'usure et une dissymétrie entre la partie gauche et la partie droite, due ici aux vitesses de glissement asymétriques qui influent directement sur les régimes de lubrification et donc les taux d'usure calculés.

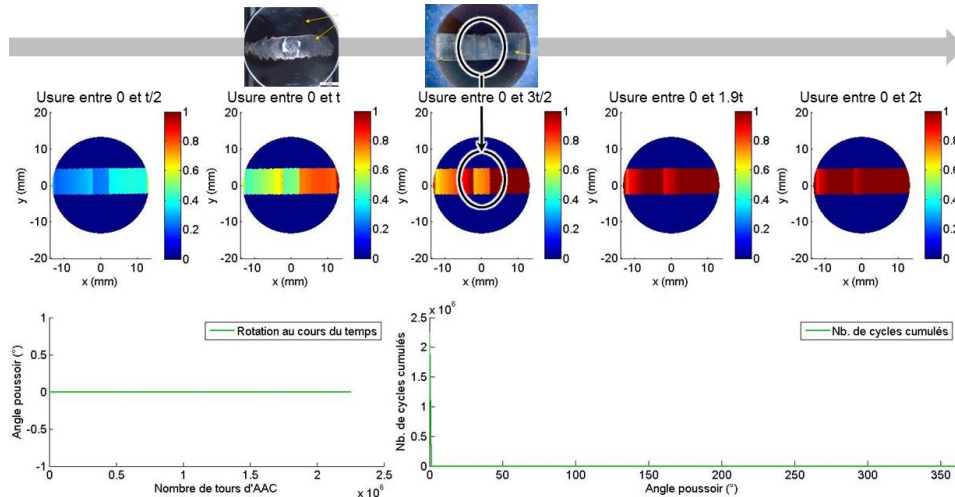


Figure 7.10 – Comparaisons de l'usure expérimentale et simulée en surface de poussoir en condition d'essai distribution, dans le cas d'une rotation nulle du poussoir.

Blocage partiel du poussoir (2 blocages) : Enfin, en simulant un blocage partiel du poussoir durant deux périodes données, le modèle est capable de reproduire la cinétique d'usure et donc, les usures cumulées finales observée sur certains poussoirs.

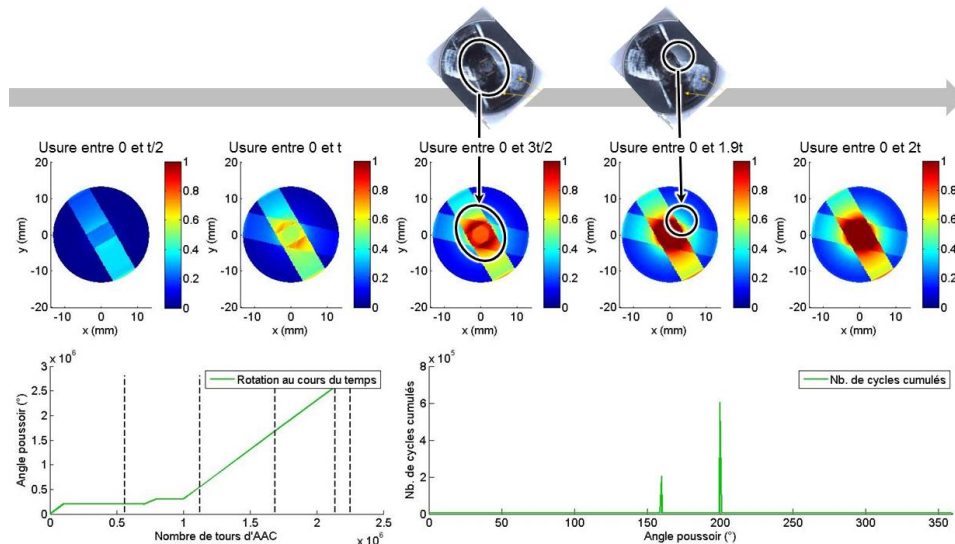


Figure 7.11 – Comparaisons de l'usure expérimentale et simulée en surface de poussoir en condition d'essai distribution, dans le cas de blocages partiels du poussoir.

Et à régime maximal? En régime maximal, comme dans le cas d'un essai survitesse de temps $3t$, l'ensemble des points de fonctionnement de la came et du poussoir se trouvent dans une zone où le taux d'usure est estimé nul, par extrapolation des points expérimentaux (fig.7.6). L'usure cumulée du poussoir comme de la came est donc calculée nulle après un temps $3t$ de fonctionnement. Cela est cohérent avec les retours d'expérience, qui montrent que seuls les essais à régime ralenti endommagent de manière non négligeable les systèmes came-poussoir.

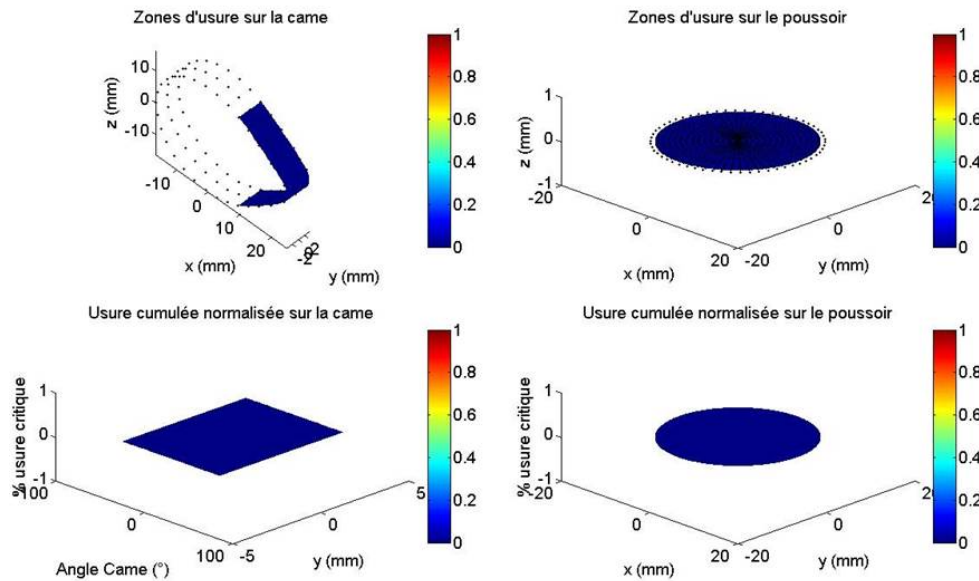


Figure 7.12 – Résultat de la simulation de l'usure de la came et du poussoir en régime maximal.

7.6 Exploitation de l'outil pour l'optimisation du système came-poussoir

En montrant que l'outil permet de reproduire fidèlement l'ensemble des faciès d'usure observés sur système came-poussoir (hors cas d'écaillage généralisé), nous montrons qu'il est possible de l'exploiter pour optimiser le système vis-à-vis de l'usure des corps en contact.

Indépendamment du respect des autres contraintes de conception (respect de la loi de levée, coûts de production par exemple), nous pouvons illustrer ces exploitations à travers trois modifications du système : la modification de la géométrie du poussoir, celle de la géométrie de came et celle du décalage came-poussoir.

7.6.1 Variation de la géométrie du poussoir

Dans les systèmes came-poussoir à attaque directe étudiés ici, les poussoirs ont une géométrie parfaitement plane. Trois profils alternatifs, dont l'évolution par rapport au profil de référence est relativement faible, ont été testés : profil concave, profil convexe et profil sinus (fig.7.13, à

gauche). Dans les conditions d’un essai distribution ($2t$ à régime ralenti), l’évolution de l’usure normalisée pour chacun des profils est donnée en figure 7.13, à droite.

La modification de la cinématique du point de contact entraîne naturellement une modification de la cinétique d’usure. Si au terme de la période de $2t$, l’usure est simulée totale au centre du poussoir pour tous les profils testés, la dimension de la surface usée est la plus faible (respectivement, la plus élevée) pour le profil convexe (concave). Le profil sinus est le plus intéressant. L’usure au centre du poussoir est homogénéisée (disparition de l’anneau d’usure initial visible sur l’état d’usure à $\frac{3t}{2}$). L’état final est lui-même plus homogène et l’aire d’usure complète du revêtement réduite par rapport au profil de référence.

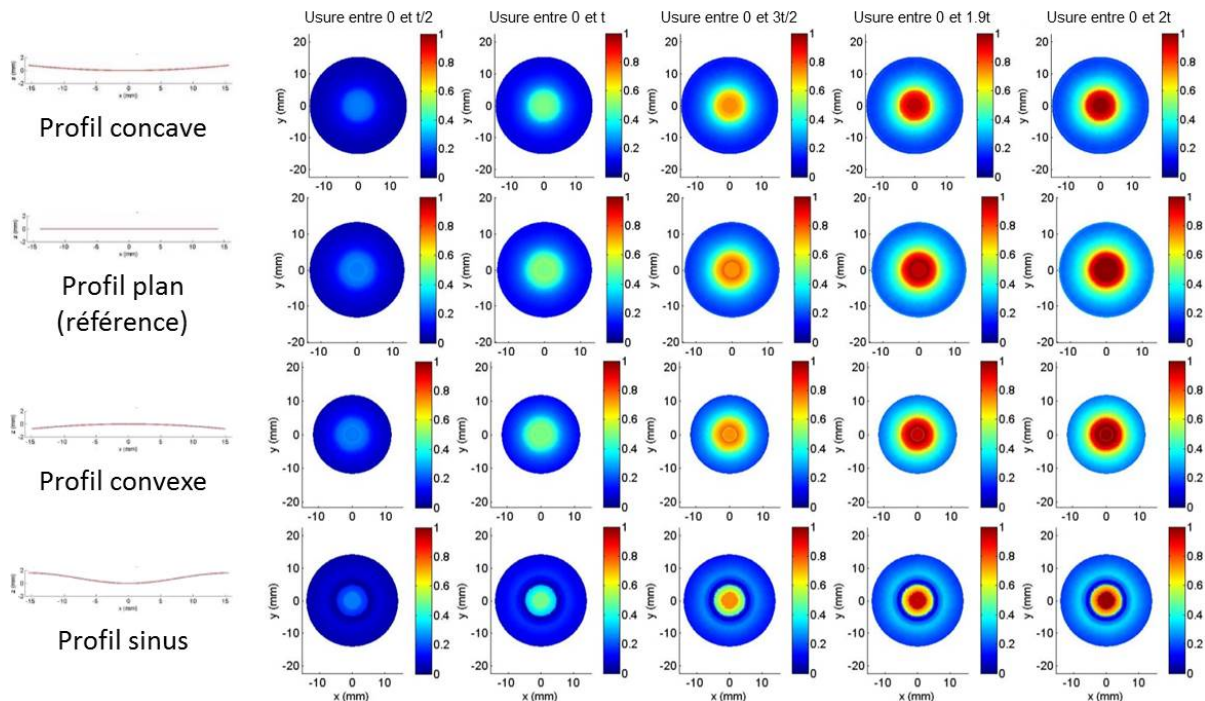


Figure 7.13 – Variation de la cinétique d’usure normalisée du poussoir pour différents profils de poussoir, dans le cas d’un essai distribution avec rotation uniforme du poussoir.

7.6.2 Variation de la géométrie de came

Dans le même esprit, nous pouvons nous intéresser à l’influence de modifications mineures de la géométrie de came sur la cinétique d’usure du poussoir. Un exemple est donné en figure 7.14, où un profil alternatif est comparé au profil de référence. D’après les résultats, le nouveau profil permet de réduire sensiblement la dimension de la zone d’usure totale au terme de l’essai.

Il est ainsi probable qu’une modification combinée du profil de came et de poussoir puisse conduire à une optimisation notable de la cinétique d’usure. La modification des profils doit alors tendre à optimiser le trajet de chargement sur la surface des taux d’usure, en respectant au mieux les lois de levées imposées.

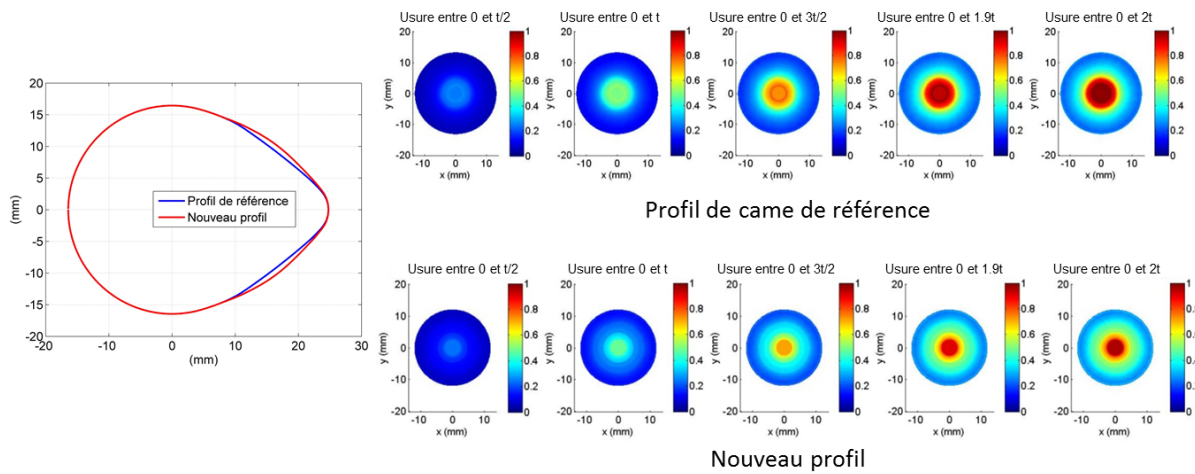


Figure 7.14 – Variation de la cinétique d'usure normalisée du poussoir pour différents profils de came, dans le cas d'un essai distribution avec rotation uniforme du poussoir.

7.6.3 Variation du décalage axe came / axe poussoir

Nous pouvons enfin nous intéresser à l'influence du décalage de l'axe de came par rapport à l'axe du poussoir, à géométries fixées. Comme nous pouvions nous y attendre, ce décalage est un des paramètres majeurs dans la cinétique d'usure du poussoir. Un décalage important de la came entraîne une réduction majeure de l'usure au centre du poussoir en modifiant profondément non pas la cinématique du point de contact mais celle de la surface d'usure lors d'un tour d'AAC. A contrario, un décalage nul favorise l'anneau d'usure privilégié en entrée et en sortie de contact et maximise l'usure au centre du poussoir.

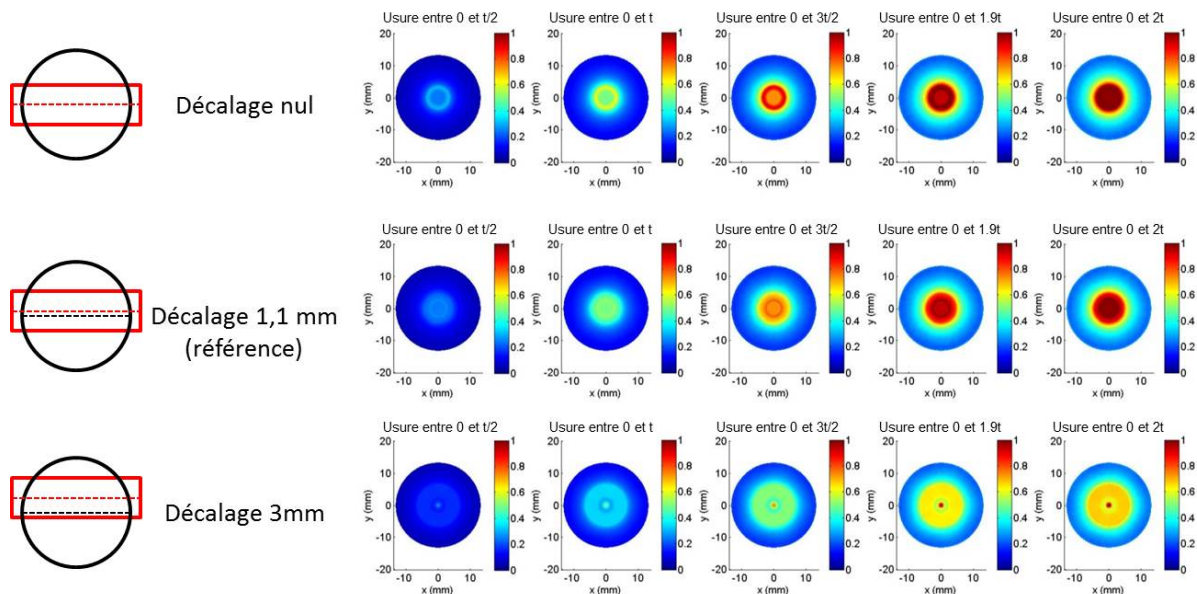


Figure 7.15 – Exemples de faciès d'usure de came.

Il est à noter que les deux cas de décalage alternatif testés ici ne sont pas industriellement pertinents et n’ont été exploités que pour illustrer l’influence du paramètre sur la réponse tribologique du système. En effet, un décalage nul de la came annule la rotation du poussoir à chaque tour d’AAC et concentre donc l’usure dans une direction donnée. À l’opposé, un décalage trop important maximise le tilt du poussoir et les risques de grippage. De plus, pour conserver une longueur équivalente de contact disponible, il est nécessaire d’augmenter le rayon du poussoir.

7.7 Bilan

L’outil de simulation d’usure des systèmes came-poussoir à attaque directe présenté dans ce chapitre s’appuie sur un ensemble d’hypothèses cohérentes avec les conclusions issues des chapitres précédents. Il permet notamment d’estimer l’usure cumulée en surface de came et de poussoir après un temps de fonctionnement donné. La comparaison des résultats avec l’expérience confirme sa capacité à rendre compte de la cinétique d’usure des poussoirs dans le cas de rotations avec ou sans blocages au cours du temps.

Son aspect purement analytique autorise une analyse rapide de l’influence des modifications du système sur la cinétique d’usure global. Par conséquent, il peut être exploité dans le cadre d’une optimisation du système vis-à-vis de sa réponse tribologique.

Enfin, un protocole d’identification des taux d’usure a été proposé, où le nombre et le choix des essais à réaliser peut être optimisée en fonction des trajets de chargement du contact came-poussoir.

Conclusion et perspectives

Les travaux présentés dans cette thèse constituent un premier pas vers le développement d'outils d'estimation de durée de vie des DLC en application MCI et s'appuient sur une approche mixte expérimentale / numérique.

Dans un premier temps, l'étude approfondie de la base de données PSA Peugeot Citroën et les expertises menées en laboratoire ont permis d'apporter un éclairage nouveau sur les mécanismes de dégradation des DLC en application MCI et d'établir des préconisations sur les méthodes d'analyse des futurs essais. Ont ainsi été identifiés des processus d'usure tribochimique, d'abrasion douce à sévère et de l'écaillage. Autant d'éléments qui se manifestent en surface ou à l'interface, dans une phase de rodage ou après de nombreuses heures de fonctionnement.

Les travaux se sont par la suite concentrés sur le système came-poussoir qui a l'avantage, entre autres, de couvrir tous ces processus. Les expertises couplées à l'analyse de la littérature et à la cinématique du système ont alors permis de construire un scénario d'usure complet qui explique l'ensemble des dégradations observées dans la base de données et qui délivre une inédite vue d'ensemble de la cinétique d'usure du système. Deux risques majeurs d'endommagement des DLC ont été mis en avant : l'accélération du taux d'usure par mécanisme tribochimique d'une part et la suppression totale du revêtement par propagation d'écailles d'autre part. Le premier risque a pour origine l'interaction des DLC avec les additifs du lubrifiant. Le second est corrélé à l'apparition de réseaux de stries créés par le passage répété d'une ou plusieurs aspérités en surface de came. Les travaux suivants ont ainsi été guidés par la nécessité de confirmer expérimentalement et numériquement ce scénario, qui mixe des processus mécaniques (plasticité, fissuration, écaillage) et tribochimiques (interaction DLC / lubrifiant).

La première étape a consisté à développer un modèle numérique simplifié permettant d'estimer l'effort passant par une aspérité dans un contact lubrifié avec solides revêtus. Ce dernier a notamment permis de juger de la représentativité des essais de caractérisation standard de type scratch. L'originalité de ce modèle est d'être capable de quantifier la répartition d'effort entre aspérité et lubrifiant à partir d'hypothèses plus pertinentes que celles des modèles simplifiés existants tout en conservant un degré de complexité et de temps de calcul compatible avec une exploitation en milieu industriel.

Une analyse approfondie du comportement des DLC au scratch a par la suite été menée. La particularité des travaux a été de s'intéresser à une large gamme de rayons d'indenteur et à l'ensemble des modes d'endommagement observable (en lieu et place de la seule rupture critique) aussi bien d'un point de vue expérimental que numérique. Expérimentalement, nous montrons tout d'abord que les dégradations induites par les scratches couvrent celles présentes

sur les composants du MCI. Aidés par une analyse numérique, les travaux ont révélés ensuite les conditions favorisant chaque mode de dégradation et précisent les transitions entre chacun d'entre eux. L'étude numérique des scratches s'appuie en cela sur une approche énergétique du problème, dont la pertinence est démontrée par comparaison avec les approches en contrainte classiquement exploitées dans la littérature. Le tout permet d'expliquer la sensibilité des résultats des scratches aux couches constitutives du revêtement, indépendamment de la qualité de l'interface, enrichissant alors d'une manière notable l'analyse de ces essais de caractérisation.

Les travaux suivants se sont intéressés à la compréhension des facteurs pilotant l'usure tribochimique et à leurs couplages avec les dégradations induites par les scratches. D'une part, il est montré que l'usure tribochimique s'active uniquement sous certaines conditions et que le processus est d'autant plus sévère que le régime de lubrification est dégradé et que la rugosité de l'antagoniste est élevée. Ces éléments permettent d'expliquer en partie les observations issues de la base de données PSA Peugeot Citroën. D'autre part, l'influence des dégradations engendrées par des scratches initiaux sur la durée de vie des DLC s'est révélée opposée aux hypothèses initiales en exhibant un effet protecteur tout aussi inattendu qu'original. En effet, la modification topographique que les scratches engendrent, assimilable à une texturation positive (élévation de surface), induit une phase de rodage qui homogénéise la surface de l'antagoniste, limite les pics de pression excessifs et réduit ainsi la sévérité de tous les mécanismes de dégradation associés. Si les bénéfices d'une texturation sont régulièrement mis en avant dans la littérature, ceux de la texturation positive permettent d'envisager de nouveaux axes de recherche pour optimiser les systèmes tribologiques.

Finalement, l'ensemble des résultats obtenus montrent que de multiples phénomènes physico-chimiques se produisent dans le contact, simultanément et en interagissant les uns avec les autres. Il existe donc une nécessaire simplification des principaux phénomènes et de la description de leurs effets les plus significatifs. À ce titre, nous avons montré qu'à ce jour, le seul risque majeur de réduction de la durée de vie des DLC en application came-poussoir est l'augmentation du taux d'usure en surface par effet tribochimique. La seule prise en compte de ce mécanisme permet alors de simuler l'usure des revêtements DLC sur système came-poussoir.

Une approche purement analytique du problème a été développée. Fondé sur les approximations de Hertz et sur une loi d'usure dérivée de la loi d'Archard, l'outil proposé permet une analyse rapide de la réponse tribologique du système pour différentes sollicitations, géométries, matériaux ou lubrifiant. Par conséquent, il peut être exploité dans le cadre d'une optimisation du système dès les premières phases de conception. Sa spécificité est de s'appuyer sur des taux d'usure instantanés dont le protocole d'identification peut être optimisé en fonction du système considéré afin de couvrir un maximum de conditions de contact avec un nombre minimum d'essais. La corrélation entre simulations et observations a montré la capacité de l'outil à rendre compte de la cinétique d'usure des deux surfaces en contact, notamment via la description probabiliste de la rotation du poussoir. La démarche proposée, développée pour le système came-poussoir et particulièrement adaptée au milieu industriel, est de plus parfaitement extensible aux autres composants du MCI. Elle fournit ainsi à PSA Peugeot Citroën un nouvel outil d'optimisation, aisément exploitable et évolutif.

Si de nombreux éléments de réponse aux questions soulevées en introduction ont ainsi été identifiés, les perspectives et axes de recherches futurs restent néanmoins nombreux.

Du point de vue des propriétés d'ordre 1 sur la durée de vie des DLC dans les applications MCI, il serait intéressant de mieux cerner les propriétés corrélées au risque d'usure tribochimique. Nous pouvons notamment penser à l'étude de la corrélation entre composition de surface (chimique, moléculaire, structurale), mouillabilité et usure tribochimique. Une telle étude nécessiterait d'une part de disposer de nombreux échantillons et lubrifiants et d'autre part d'en connaître parfaitement leur caractéristiques (composition du lubrifiant notamment). Cela implique alors une étroite collaboration avec des laboratoires spécialisés, les fournisseurs de DLC et de lubrifiant, qui pourraient mettre à contribution leur matériel et partager leur expertise à travers de larges campagnes d'essais.

En dehors de l'usure tribochimique, les travaux ne montrent pas de propriétés particulières à identifier, autres que celles identifiées aujourd'hui. De même, la pertinence des essais de caractérisation utilisés aujourd'hui (indentation, scratches, indentation, analyse EDX) n'est pas remise en cause. Il est toutefois suggéré d'étendre l'analyse du comportement au scratch sur une plus large gamme de rayons d'indenteurs. À ce titre, les conclusions présentées au chapitre 4 nécessitent d'être complétées par l'analyse du comportement au scratch de nouveaux revêtements DLC (non hydrogéné, avec des couches constitutives différentes et/ou d'épaisseur différente). En effet, les DLC testés ici présentent par exemple un classement en terme d'effort critique similaire pour tous les rayons d'indenteur. Est-ce le cas pour l'ensemble des revêtements? La question a son importance du fait que le classement des revêtements s'effectue généralement avec des indenteurs de rayon $200\mu\text{m}$ alors que les dimensions caractéristiques des défauts de surface les plus probables restent inférieurs à $50\mu\text{m}$.

L'analyse numérique des scratches mérite également d'être enrichie. Le revêtement a été défini comme homogène et isotrope. Or la prise en compte de ses couches constitutives, si leur caractérisation s'avère possible, représenterait une avancée majeure dans la représentativité du modèle. De même, le substrat a été défini comme élastique parfaitement plastique. Les résultats du modèle, bien que bien corrélés à l'expérience, pourrait l'être d'autant plus avec un comportement du substrat affiné. Enfin, la prise en compte des fissures en surface et des ruptures à l'interface serait également bénéfique pour l'analyse de l'état mécanique à l'instant de la rupture critique, où une partie de l'énergie stockée dans le revêtement a déjà été dissipée par fissuration. Pour cela, nous pouvons envisager deux pistes. La première consiste à modéliser intégralement l'ensemble des fissures à partir de seuils de rupture et de lois de propagation. Cette approche a l'inconvénient d'être complexe à mettre en place et extrêmement couteuse en temps de calcul. La seconde piste consiste alors à ne pas modéliser les fissures mais à rendre compte de leur effet d'un point de vue macroscopique. Il est pour cela possible de définir un revêtement dont le comportement est sujet à endommagement anisotrope, où l'endommagement induit une réduction de raideur dans la direction perpendiculaire à la direction de fissuration. Cette réduction de raideur peut être modélisée via une méthode d'homogénéisation qui tient compte de l'orientation et de la densité de fissures du revêtement. L'ensemble de ces points d'amélioration requiert une fois de plus un temps conséquent de développement et de validation, tout en nécessitant de disposer de nouveaux paramètres matériaux.

Considérons à présent le principe de la texturation positive identifié au chapitre 6. Ses effets bénéfiques ont été identifiés sur des essais simplifiés aux conditions de lubrification plus sévères

que celles rencontrées dans les MCI. Pour approfondir et juger de l'intérêt de cette texturation, de nouveaux essais doivent être réalisés, notamment des essais composants (banc mono-came par exemple) et des essais de synthèse moteur, suivant les protocoles standard du constructeur. Ces derniers représentent les seules essais de validation recevables et acceptables pour PSA Peugeot Citroën car ce sont les seuls essais capables de prouver les bénéfices de la texturation sur la réponse tribologique du système final. Ces bénéfices nécessitent de plus d'être confirmés par des essais où les régimes de lubrification comme les états de surface sont bien plus favorables que ceux obtenus sur les essais simplifiés. Ce qui est le cas de l'ensemble des essais de synthèse moteur présentés. La réalisation de ces essais reste toutefois plus chère que des essais simplifiés et devra de surcroît s'accommoder des disponibilités très limitées des bancs PSA Peugeot Citroën, déjà surexploités par les projets en cours.

L'outil de simulation de l'usure des revêtements DLC sur système came-poussoir développé au chapitre 7 possède lui aussi de nombreux axes d'amélioration. La loi d'usure utilisée en première approche est une simple dérivée de la loi d'Archard. Bien que la corrélation avec l'expérience soit très correcte, il serait intéressant de tester la validité et la représentativité d'une loi énergétique, qui nécessite pour cela la connaissance du coefficient de frottement instantané. L'intérêt principal des lois énergétiques serait de pouvoir décomposer l'énergie dissipée par frottement en multiples sources de dissipation, dont celle associée à l'usure tribochimique. L'approche purement descriptive du présent modèle pourrait alors être enrichie d'une réelle modélisation des processus physico-chimiques en jeu. Un autre axe d'amélioration possible est la prise en compte des variations de sollicitation ou de cinétique d'usure au cours du temps. Deux variations hautement probables dans le cas de revêtements épais et/ou multi-couches. Cela implique cependant une redéfinition totale des modèles de contact (Hertz n'est alors plus valable) et d'usure (le système ne fait plus partie d'une chaîne de Markov) utilisés ici.

Les résultats des simulations d'usure du système came-poussoir s'appuient sur des taux d'usure cohérent avec les observations, et non des taux d'usure mesurés. De nouvelles campagnes d'essais sont donc à mettre en place afin d'identifier les taux d'usure suivant les préconisations données en section 7.4. Un soin particulier devra être apporté à l'analyse des résultats, en vérifiant notamment que les variables $[\lambda, P_{Hertz}]$ soient bien les deux principales variables pilotants le taux d'usure. Idéalement, l'identification des taux d'usure devra couvrir différents systèmes tribologiques (c'est à dire différents triplets {matériau 1, lubrifiant, matériau 2}). Ainsi, les résultats encourageants obtenus ici pourront être confirmés et/ou infirmés sur des systèmes DLC-DLC, ou sur des systèmes où seule la came est revêtue (deux configurations que PSA Peugeot Citroën a récemment exploité pour des essais de conception).

Enfin, l'outil de simulation repose sur l'hypothèse principale que seule l'usure en surface constitue un risque majeur pour la réduction de la durée de vie des DLC en application MCI. Ainsi, les résultats devraient être aisément extensibles aux axes de piston dont le mécanisme d'usure prépondérant est également l'usure en surface. L'extension aux segments de piston devra se faire avec plus de précautions. Ces derniers semblent en effet tout aussi sensibles à l'usure en surface qu'à l'écaillage, en raison des surpressions possibles dans les chambres de combustion. L'hypothèse de la seule prise en compte de l'usure en surface n'est alors sans doute plus suffisante. Dans ce cas, l'outil devra être modifié pour tenir compte de la compétition (et du couplage éventuel) entre ces différents processus d'usure, en s'appuyant par exemple sur les travaux de McCook [116] évoqués en section 1.6.3.

Méthodes de dépôt des DLC

Les procédés physiques (PVD)

Sous le terme PVD sont également regroupées les techniques dites par "faisceau d'ions". Ces procédés font intervenir la vaporisation d'une cible solide, généralement du graphite, comme source de carbone (fig.A.1). Ils conduisent principalement à la formation de carbone amorphe non hydrogéné (a-C ou ta-C). Le principe commun à tous les modes de dépôt par PVD est constitué de trois étapes :

1. Création de carbone à déposer sous forme d'atomes, de molécules ou de clusters ionisés. Selon la méthode utilisée, ceci s'effectue par pulvérisation, évaporation thermique, ablation laser ou arc électrique.
2. Transport du carbone ionisé de la source vers la surface à revêtir avec un apport d'énergie (un accélérateur d'ions par exemple).
3. Dépôt sur le substrat par interaction avec le flux de carbone ionisé. L'épaisseur du dépôt croît avec le temps d'interaction.

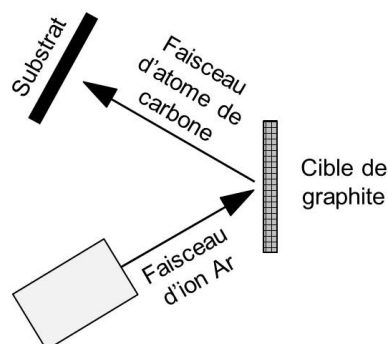


Figure A.1 – Illustration d'un principe de dépôt PVD : dépôt par pulvérisation assistée par faisceau d'ions [9].

Les procédés chimiques (CVD)

Les procédés de type CVD utilisent un précurseur gazeux comme source de carbone et font intervenir des réactions chimiques pendant le dépôt. Ils consistent à exploiter la réaction d'un composé gazeux du corps à déposer, avec un gaz réducteur (souvent l'hydrogène) pour former un film solide déposé sur un substrat (fig.A.2). Dans le cas des DLC, les précurseurs utilisés sont généralement le méthane, le benzène ou le cyclohexane et le film obtenu est en général composé de carbone amorphe hydrogéné (a-C :H ou ta-C :H). Une transition de phase gazeuse en phase solide se produit lors de la réaction chimique, au voisinage de la surface du substrat. L'énergie d'activation nécessaire à cette réaction est classiquement obtenue en augmentant la température du substrat (600 à 1400°C). Des contraintes résiduelles importantes pouvant apparaître pendant la phase de refroidissement, des variantes se sont développées en faisant appel à l'utilisation de précurseurs plus réactifs pour activer la réaction chimique et réduire ainsi la température de dépôt.

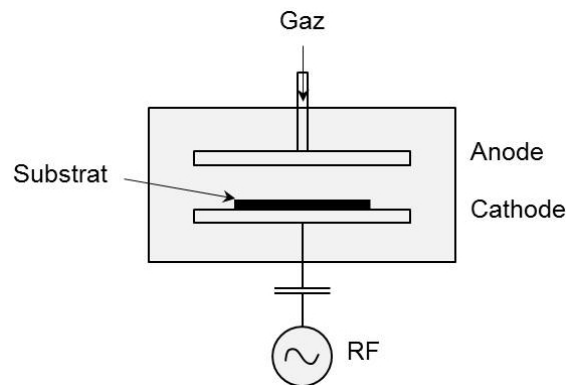


Figure A.2 – Illustration d'un principe de dépôt CVD : dépôt par PECVD (plasma enhanced chemical vapor deposition) avec excitation par radio-fréquence [9].

Mesures de module d'Young et de dureté lors d'un essai d'indentation

Le module d'Young réduit, fonction des propriétés de l'échantillon et de l'indenteur (eq.B.1), est déterminé par la méthode d'Oliver et Pharr (eq.B.2) [167] qui repose sur le découplage des effets élastique et plastique et sur l'hypothèse que le comportement du matériau lors de la phase de décharge est purement élastique (fig.B.1).

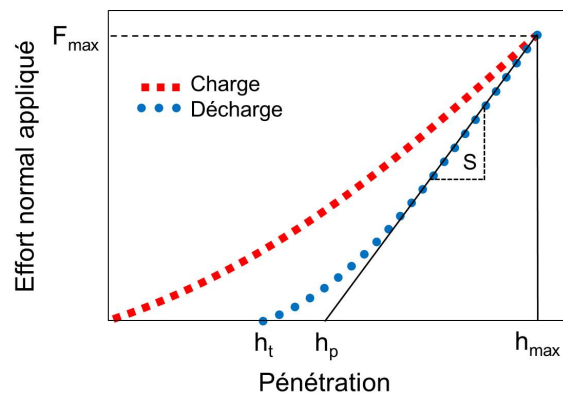


Figure B.1 – Illustration de courbe charge / décharge lors d'un essai d'indentation.

Le module d'Young du revêtement est déduit de l'équation (eq.B.1) où les propriétés mécaniques de l'indenteur (E_i , ν_i) et le coefficient de Poisson du revêtement (ν_r) sont supposés connus. La dureté d'indentation est reliée quant à elle à la pression moyenne de contact, c'est-à-dire au rapport entre la force maximale appliquée et l'aire de contact projetée associée (eq.B.3) [167]. La surface est déduite de la profondeur d'indentation sous l'hypothèse d'une géométrie de poinçon parfaitement connue. La dureté Vickers est également calculable. La différence tient à la définition de la surface utilisée pour le calcul (eq.B.4).

$$\frac{1}{E_{IT}} = \frac{1 - \nu_r^2}{E_r} + \frac{1 - \nu_i^2}{E_i} \quad (\text{B.1})$$

$$E_{IT} = \frac{\sqrt{\pi}}{2\beta} \cdot \frac{S}{\sqrt{A_p}} \quad (\text{B.2})$$

$$H_{IT} = \frac{F_{max}}{A_p} \quad (\text{B.3})$$

$$H_V = \frac{F_{max}}{9.80665A_c} \quad (\text{B.4})$$

avec :

- E_{IT} (MPa) : module d'Young d'indentation,
- E_r (MPa), ν_r : module d'Young et coefficient de Poisson du revêtement,
- E_i (MPa), ν_i : module d'Young et coefficient de Poisson de l'indenteur,
- H_{IT} (MPa) : mesure de dureté d'indentation,
- H_V (Vickers) : mesure de dureté Vickers,
- S (N/mm) : pente de la courbe de décharge en $F = F_{max}$,
- β : coefficient dépendant de la géométrie de l'indent,
- A_p (mm²) : aire de contact projetée,
- A_c (mm²) : aire de contact.

Dès lors qu'il s'agit de mesurer la dureté de matériaux pour lesquels la profondeur d'enfoncement est faible, il est recommandé d'utiliser une pointe Berkovich modifiée (fig.B.2). La pointe Berkovich modifiée est telle qu'elle présente une aire de contact projetée identique à une pointe Vickers normalisée, pour toute profondeur d'enfoncement [168].

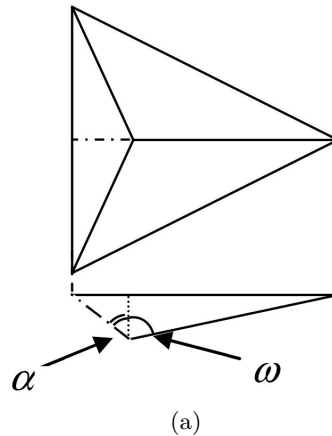


Figure B.2 – Pointe Berkovich modifiée. L'angle $\alpha = 65.27^\circ$ est formé par la verticale au sommet et la hauteur d'une des faces de la pyramide. L'angle $\omega = 77.03^\circ$ est formé par la même verticale et une arête.

De ce fait, la conversion de la dureté d'indentation H_{IT} en dureté Vickers H_V est directe (eq.B.5).

$$H_V = \frac{\sin\theta}{g} H_{IT} \text{ où } g/\sin\theta \approx 10.6 \quad (\text{B.5})$$

D'autre part et afin que la contribution du substrat à la déformation mesurée soit négligeable, l'enfoncement maximal de l'indenteur doit idéalement être inférieur au dixième de l'épaisseur du dépôt [169]. Cela entre en contradiction avec la règle imposant que l'empreinte doit être grande devant l'amplitude des irrégularités de surface. La dispersion importante induite par ces irrégularités doit donc être compensée par la réalisation de nombreuses mesures.

Expressions analytiques issues de la théorie de Hertz

La théorie de Hertz [82, 83] permet d'estimer analytiquement les profils de pression, largeurs de contact et éventuellement valeur et profondeur de cisaillement maximal pour certains cas de contact. Les hypothèses pour lesquels les estimations sont exactes sont les suivantes :

- deux corps semi-infinis en contact non conforme soumis à un effort normal,
- surfaces parfaites sans aspérité,
- matériaux homogènes isotropes élastiques,
- frottement nul,
- déformation faibles devant la dimension des corps.

Dans les expressions ci-dessous sont utilisées les variables suivantes :

- R_1, R_2 (mm) : rayons de courbure au contact des corps 1 et 2,
- E_1, E_2 (MPa) : modules d'Young des corps 1 et 2,
- ν_1, ν_2 : coefficients de Poisson des corps 1 et 2,
- $R = 1/((1/R_1 + 1/R_2))$ (mm) : rayon de contact équivalent,
- $E^* = 1/((1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2)$ (MPa) : module d'Young réduit,
- P, P_l (N, N/mm) : effort normal, effort normal linéique.

Cas d'un contact circulaire

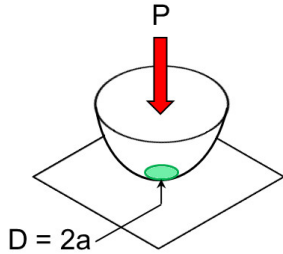


Figure C.1 – Contact circulaire

Demi-largeur de contact a :

$$a = \left(\frac{3PR}{4E^*} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Pression de contact maximale p_0 :

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi a^2}$$

Profil de pression $p(r), |r| \leq a$:

$$p(r) = p_0 \left(1 - (r/a)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Contrainte τ_0 et profondeur z_0 de cisaillement maximale :

$$\tau_0 = 0.31p_0 \text{ en } z_0 = 0.48a$$

Cas d'un contact linéique

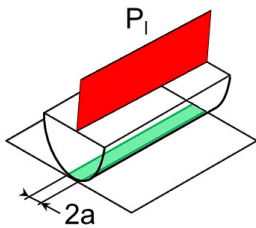


Figure C.2 – Contact linéique

Demi-largeur de contact a :

$$a = \left(\frac{4P_l R}{\pi E^*} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Pression de contact maximale p_0 :

$$p_0 = \frac{2P_l}{\pi a}$$

Profil de pression $p(x), |x| \leq a$:

$$p(x) = \frac{2P_l}{\pi a^2} \left(a^2 - x^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Contrainte τ_0 et profondeur z_0 de cisaillement maximale :

$$\tau_0 = 0.30p_0 \text{ en } z_0 = 0.78a$$

Cas d'un contact elliptique

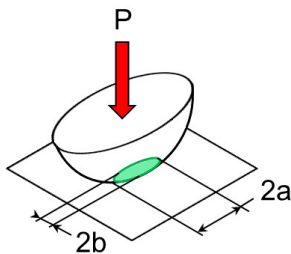


Figure C.3 – Contact elliptique

Rapport du grand axe a sur le petit axe b de l'ellipse :

$$\frac{a}{b} = \left(\frac{R'}{R''} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Pression de contact maximale p_0 :

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab}$$

Profil de pression $p(x, y), |x| \leq a, |y| \leq b$:

$$p(x, y) = p_0 \left(1 - (x/a)^2 - (y/b)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Expressions de l'épaisseur d'un film de lubrifiant dans un contact EHD

L'épaisseur de lubrifiant dans un contact EHD peut être évaluée à partir d'expressions approchées qui retournent l'épaisseur centrale ou minimale du film de lubrifiant. De nombreux travaux s'y sont consacrés et diverses expressions ont été identifiées, fondées sur des résultats expérimentaux ou des simulations numériques.

Les approximations listées ci-dessous regroupent les expressions les plus utilisées, ou celles issues de travaux portant sur les systèmes came-poussoir. Elles sont d'autant plus robustes que les hypothèses suivantes sont respectées :

- deux corps semi-infinis en contact non conforme soumis à un effort normal et glissant unidirectionnellement l'un par rapport à l'autre à vitesse constante,
- régime de lubrification EHD,
- matériaux homogènes isotropes élastiques,
- déformation faibles devant la dimension des corps.

L'approximation de l'épaisseur d'un film de lubrifiant requiert les données suivantes :

- h (m) : épaisseur de film de lubrifiant,
- α (Pa^{-1}) : coefficient viscosité-pressure du lubrifiant,
- η_0 (Pa.s) : viscosité atmosphérique du lubrifiant,
- F_n (Kg/m) : effort normal linéique,
- R_1, R_2 (m) : rayons de courbure au contact des corps 1 et 2,
- E_1, E_2 (Pa) : modules d'Young des corps 1 et 2,
- ν_1, ν_2 : coefficients de Poisson des corps 1 et 2,
- $R = 1/((1/R_1 + 1/R_2))$ (m) : rayon de contact équivalent,
- $E^* = 2/((1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2)$ (Pa) : module d'Young réduit,
- V_g (m/s) : vitesse de glissement.

Cas des contacts linéiques (1D)

Paramètres communs à toutes les expressions :

- $H = h/R$: épaisseur de film adimensionné,
- $G = \alpha E^*$: paramètre matériau et/ou géométrique,
- $U = (\eta_0 V_g)/(E^* R)$: paramètre de vitesse,
- $W_1 = F_n/(E^* R)$: paramètre de chargement,
- $W_2 = F_n/(E^* R^2)$: paramètre de chargement (formulation Hamrock & Dowson).

Designation	Expression	Remarque & information sur domaine d'application
Dowson & Higginson [91]	$H = 0.985G^{0.6}U^{0.7}W_1^{-0.13}$	
Moes & Venner [91]	$H = 1.56G^{0.55}.U^{0.7}.W_1^{-0.125}$	
Hamrock & Dowson [91]	$H = 2.27G^{0.49}.U^{0.68}.W_2^{-0.073}(1 - e^{-0.68k})$	$k = 1.03(R_y/R_x)^{0.64} = \infty$ pour un contact linéique.

Tableau D.1 – Expressions pour l'épaisseur minimale de lubrifiant.

Designation	Expression	Remarque & information sur domaine d'application
Ertel-Grubin [91]	$H = 1.47G^{\frac{3}{4}}U^{\frac{3}{4}}W_1^{-\frac{1}{8}}$	Pour des vitesses de glissement faibles et des chargements importants.
Hamrock & Dowson [91]	$H = 1.69G^{0.53}.U^{0.67}.W_2^{-0.067}(1 - e^{-0.73k})$	$k = 1.03(R_y/R_x)^{0.64} = \infty$ pour un contact linéique.
Rahnejat [92, 170]	$H = 1.67G^{0.421}U^{0.541}W_1^{0.059}e^{-96.775w_s}$	w_s : "squeeze – roll" ratio. Pour des chargements allant jusqu'à 2000N, des vitesses de glissement réduites jusqu'à quelques mm/s et des ratios w_s de l'ordre de 1/1000.
Haiqing [93, 120]	$H = 1.63G^{0.54}U^{0.70}W_1^{-0.13}$	

Tableau D.2 – Expressions pour l'épaisseur centrale de lubrifiant.

Cas des contacts circulaires (2D)

Paramètres communs à toutes les expressions :

- $H = h/R$: épaisseur de film adimensionné,
- $G = \alpha E^*$: paramètre matériau et/ou géométrique,
- $U = (\eta_0 V_g)/(E^* R)$: paramètre de vitesse,
- $W_2 = F_n/(E^* R^2)$: paramètre de chargement,

Designation	Expression	Remarque & information sur domaine d'application
Hamrock & Dowson [91]	$H = 2.27G^{0.49}.U^{0.68}.W_2^{-0.073}(1 - e^{-0.68k})$	$k = 1.03(R_y/R_x)^{0.64} = 1.0191$ pour un contact circulaire.

Tableau D.3 – Expressions pour l'épaisseur minimale de lubrifiant.

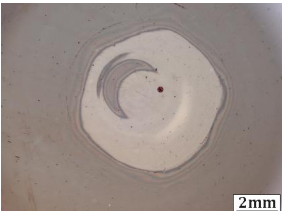
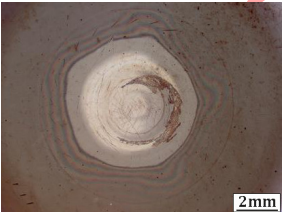
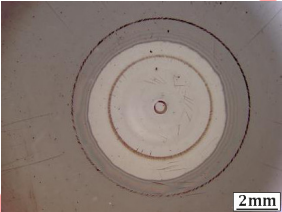
Designation	Expression	Remarque & information sur domaine d'application
Moes & Venner [91]	$M = W_2/(U^{\frac{3}{4}})$ $L = G\sqrt[4]{U}$ $r = e^{1-6/(L+8)}$ $s = 12 - 10e^{-(M^2)}$ $t = 1 - e^{(-0.9M^{\frac{1}{8}}/L^{\frac{1}{6}})}$ $H = \left[\left\{ (1.70tM^{-\frac{1}{9}}L^{\frac{3}{4}})^r \right. \right. \\ \left. \left. + (1.96M^{-\frac{1}{9}})^r \right\}^{\frac{s}{r}} + (47.3M^{-2})^s \right]^{\frac{1}{s}}$	$\Delta H = h/(R\sqrt{U})$
Hamrock & Dowson [91]	$H = 1.69G^{0.53}.U^{0.67}.W_2^{-0.067}(1 - e^{-0.73k})$	$k = 1.03(R_y/R_x)^{0.64} = 1.0191$ pour un contact circulaire.

Tableau D.4 – Expressions pour l'épaisseur centrale de lubrifiant.

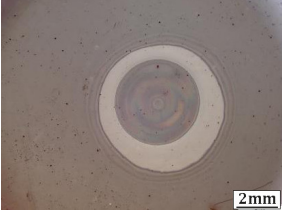
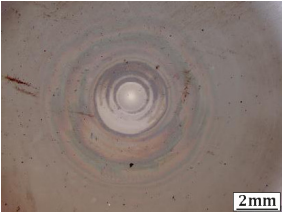


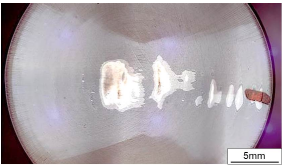

Annexe E

Liste des poussoirs analysés

Dans le tableau ci-dessous se trouve la liste des poussoirs exploités en section 2.3 du chapitre 2 pour affiner les premières constatations expérimentales déduites de la base de données PSA Peugeot Citroën. Les essais dont ils sont issus ont été décrits dans la section 2.2.1. Les références "A1", "A2", "E1", "E2", etc... correspondent à la position des poussoirs dans le MCI, où "A" désigne un poussoir d'admission, "E" un poussoir d'échappement et "1", "2", "3", etc... la chambre de combustion. Les informations non communiquées et inconnues sont indiqués par le sigle "NC".

N°	Image représentative	Substrat	DLC	Origine
01		Acier 16MnCr5	INA CX+ (Cr + W-C :H + a-C :H :Si), 1 à 3µm	EB2, A1, Essai distribution, huile MA6
02		Acier 16MnCr5	INA CX+ (Cr + W-C :H + a-C :H :Si), 1 à 3µm	EB2, A2, Essai distribution, huile MA6
03		Acier 16MnCr5	INA CX+ (Cr + W-C :H + a-C :H :Si), 1 à 3µm	EB2, A3, Essai distribution, huile MA6

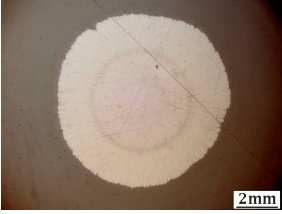
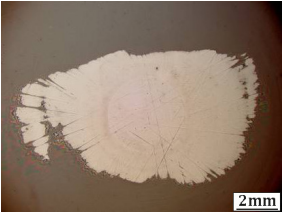
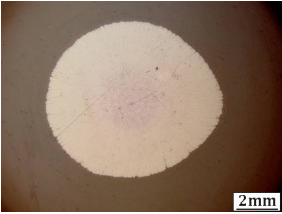
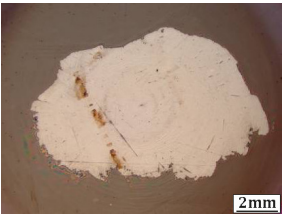
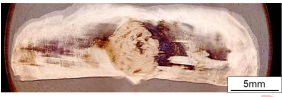

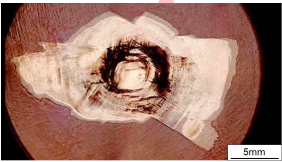
Suite sur la page suivante...

N°	Image représentative	Substrat	DLC	Origine
04		Acier 16MnCr5	INA CX+ (Cr + W-C :H + a-C :H :Si), 1 à 3µm	EB2, E3, Essai distribution, huile MA6
05		Acier 16MnCr5	INA CX+ (Cr + W-C :H + a-C :H :Si), 1 à 3µm	EB2DTS, A1.2, Essai distribution, huile MA6
06		Acier 16MnCr5	INA CX+ (Cr + W-C :H + a-C :H :Si), 1 à 3µm	EB2DTS, E2.1, Essai distribution, huile MA6
07		Acier 16MnCr5	INA CX+ (Cr + W-C :H + a-C :H :Si), 1 à 3µm	EB2DT, A5, Essai distribution, huile MA6
08		Acier 16MnCr5	INA CX+ (Cr + W-C :H + a-C :H :Si), 1 à 3µm	EB2DT, E1, Essai distribution, huile MA6
09		Acier 16MnCr5	HEF DCX (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2M Proto A, E2, Essai distribution, huile MA6

Suite sur la page suivante...

N°	Image représentative	Substrat	DLC	Origine
10		Acier 16MnCr5	HEF DCX (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2M Proto A, E4, Essai distribution, huile MA6
11		Acier 16MnCr5	HEF DCX-R (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2DTS, A1, Essai distribution, huile MA6
12		Acier 16MnCr5	HEF DCX-R (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2DTS, A3, Essai distribution, huile MA6
13		Acier 16MnCr5	HEF DCX-R (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2DTS, A4, Essai distribution, huile MA6
14		Acier 16MnCr5	HEF DCX-R (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2DTS, A5, Essai distribution, huile MA6
15		Acier 16MnCr5	HEF DCX-R (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2DTS, E2, Essai distribution, huile MA6

Suite sur la page suivante...

N°	Image représentative	Substrat	DLC	Origine
16		Acier 16MnCr5	HEF DCX-R (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2DTS, E3, Essai distribution, huile MA6
17		Acier 16MnCr5	HEF DCX-R (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2DTS, E4, Essai distribution, huile MA6
18		Acier 16MnCr5	HEF DCX-R (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2DTS, E5, Essai distribution, huile MA6
19		Acier 16MnCr5	HEF DCX-R (Cr + a-C :H :Si + a-C :H), 2 à 4µm	EB2DTS, E6, Essai distribution, huile MA6
20		NC	NC	NC
21		NC	NC	NC
22		NC	NC	NC

Suite sur la page suivante...

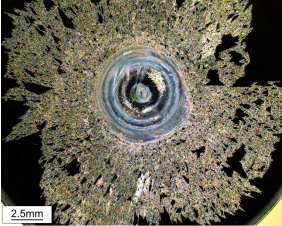
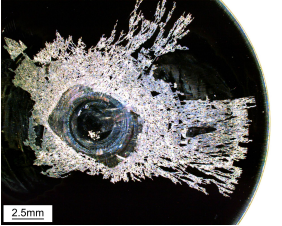
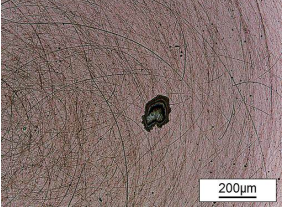
N°	Image représentative	Substrat	DLC	Origine
23		NC	NC	NC
24		NC	NC	NC
25		Acier 16MnCr5	INA CX+ (Cr + W-C :H + a-C :H :Si), 1 à 3µm	Poussoir neuf

Tableau E.1 – Description des poussoirs analysés.

Méthode de calcul des paramètres de rugosité

Décomposition d'un profil de surface

Considérons le cylindre en acier donné en figure F.1.



Figure F.1 – Exemple de cylindre analysé.

L'analyse de sa surface au profilomètre permet d'obtenir un profil mesuré P_M , dont les extrémités sont éliminées et qui est redressé par régression linéaire pour obtenir le profil brut P_B (fig.F.2).

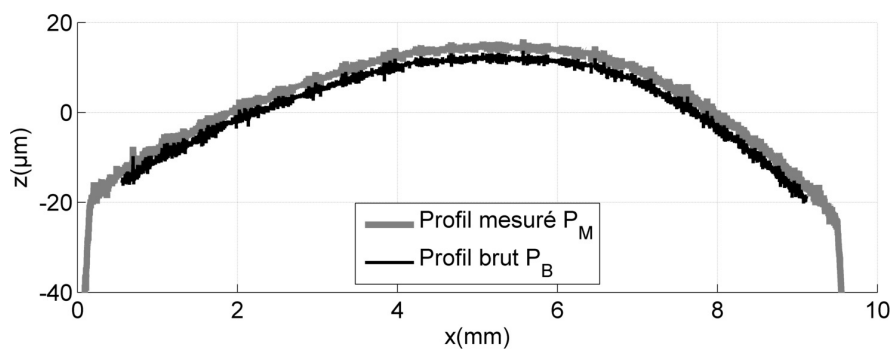


Figure F.2 – Profil mesuré P_M et profil brut P_B .

Ce profil brut peut alors se décomposer en quatre sous profils :

- profil de forme P_F (écart de forme),
- profil d'ondulation P_O (écart d'ondulation),
- profil de rugosité périodique P_{RP} (stries, sillons),
- profil de rugosité aperiodique P_{RA} (arrachements, fentes, piqûres).

La décomposition des profils est réalisée sous Matlab à l'aide de filtres Gaussiens qui permettent de séparer les profils suivant des longueurs d'onde données, selon les préconisations de la norme ISO 11562. Les valeurs des longueurs d'ondes ont été définies parmi les valeurs normalisées et en accord avec les paramètres de rugosité nominaux des surfaces. Nous distinguerons alors trois filtres (fig.F.3) :

- filtre λ_s : sépare les composantes de rugosité périodique des composantes de rugosité aperiodique à la longueur d'onde $\lambda_s = 0.0025mm$,
- filtre λ_c : sépare les composantes de rugosité périodique des composantes d'ondulation à la longueur d'onde $\lambda_c = 0.8mm$,
- filtre λ_f : sépare les composantes d'ondulation des composantes de forme à la longueur d'onde $\lambda_f = 2.5mm$.

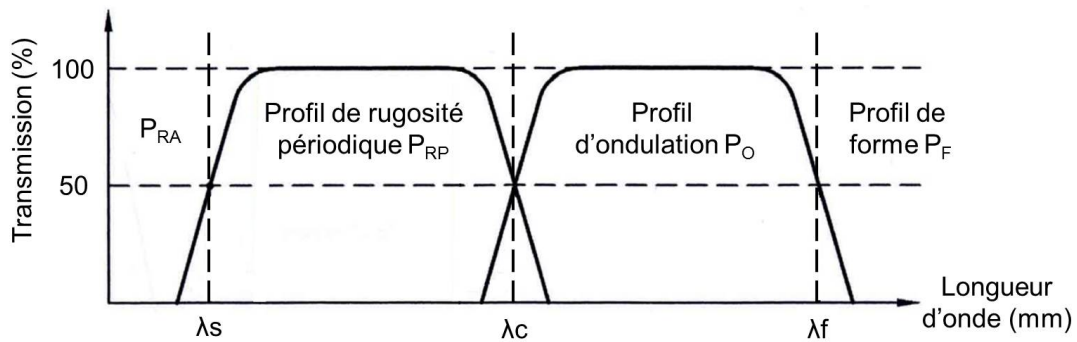


Figure F.3 – Bandes de transmission des profils.

Le filtre Gaussien se définit par l'expression de sa caractéristique de transmission (eq.F.1 et eq.F.2) :

Caractéristique de transmission de la composante de profil à longueur d'onde longue :

$$\frac{a_1}{a_0} = e^{-\pi\left(\frac{\alpha\lambda_{co}}{\lambda}\right)^2} \quad (F.1)$$

Caractéristique de transmission de la composante de profil à longueur d'onde courte :

$$\frac{a_2}{a_0} = 1 - e^{-\pi\left(\frac{\alpha\lambda_{co}}{\lambda}\right)^2} \quad (F.2)$$

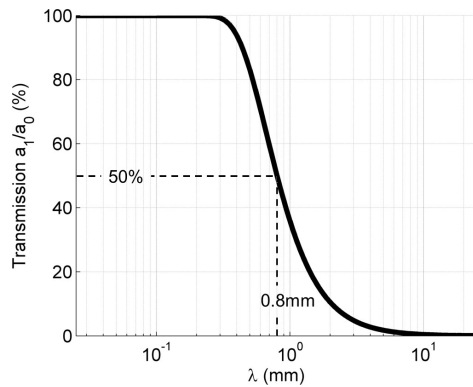


Figure F.4 – Caractéristique de transmission à longueur d’onde courte pour $\lambda_{co} = 0.8$.

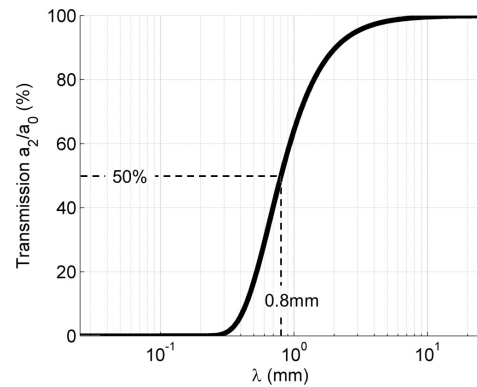


Figure F.5 – Caractéristique de transmission à longueur d’onde longue pour $\lambda_{co} = 0.8$.

où :

- a_1, a_2 : amplitude du profil après filtrage,
- a_0 : amplitude du profil avant filtrage,
- α : coefficient égal à 0.4697,
- λ_{co} : longueur d’onde de coupure du filtre,
- λ : longueur d’onde du profil.

L’application de ces filtres sur le profil brut P_B (fig.F.6) permet ainsi d’extraire le profil de rugosité P_{RP} (fig.F.7) qui sert de base pour le calcul des paramètres de rugosité.

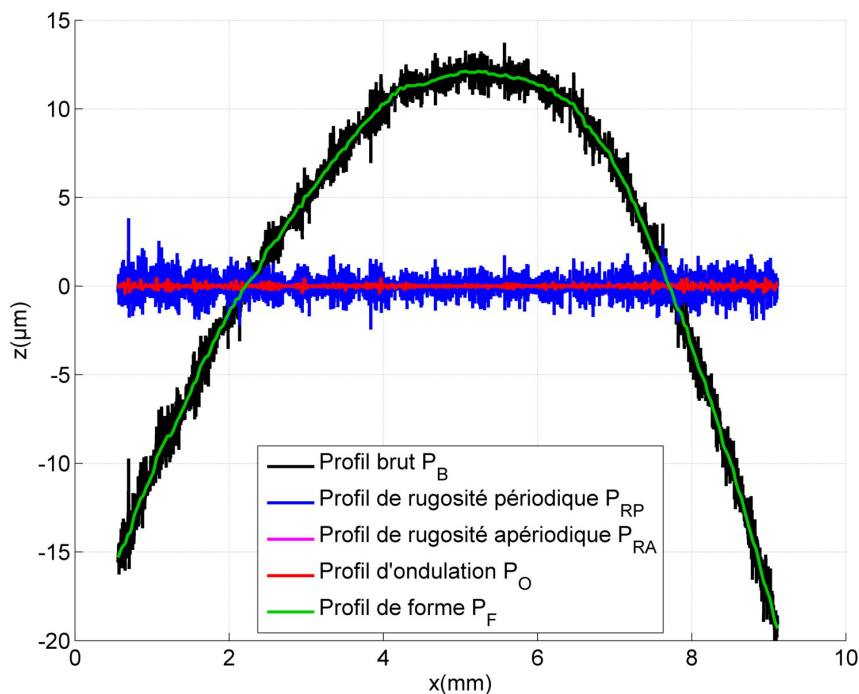
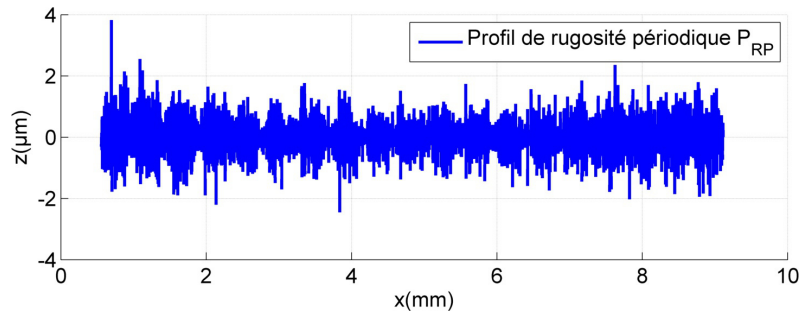


Figure F.6 – Décomposition du profil brut P_B en profil de forme P_F , profil d’ondulation P_O , profil de rugosité périodique P_{RP} et profil de rugosité apériodique P_{RA} .

Figure F.7 – Profil de rugosité périodique P_{RP}

Paramètres de rugosité globaux

Les paramètres de rugosité sont calculés à partir du profil de rugosité P_{RP} .

Désignation	Expression	Valeur pour le profil P_{RP} donné en exemple
R_a	$\frac{1}{x_{max}-x_{min}} \int_{x_{min}}^{x_{max}} z(x) dx$	0.35 μm
R_q	$\sqrt{\frac{1}{x_{max}-x_{min}} \int_{x_{min}}^{x_{max}} z^2(x) dx}$	0.47 μm
R_p	$\max_{x_{min} \leq x \leq x_{max}} z(x)$	3.83 μm
R_v	$\min_{x_{min} \leq x \leq x_{max}} z(x)$	-2.45 μm
R_z	$R_p + R_v$	6.27 μm

Tableau F.1 – Paramètres de rugosité.

Paramètres de rugosité le long du profil

Afin d'obtenir l'évolution des paramètres de rugosité le long du profil P_{RP} , ces derniers sont également calculés sur une fenêtre glissante. La largeur de la fenêtre glissante est définie telle qu'elle soit suffisamment réduite pour rendre compte des variations d'état de surface le long du profil, mais suffisamment grande pour ne pas être trop bruitée.

Sur la figure F.8 sont illustrés les résultats obtenus en faisant varier la largeur de la fenêtre d'analyse. Après comparaison de multiples résultats issus de différents cylindres, une fenêtre de largeur 0.2mm a été retenue.

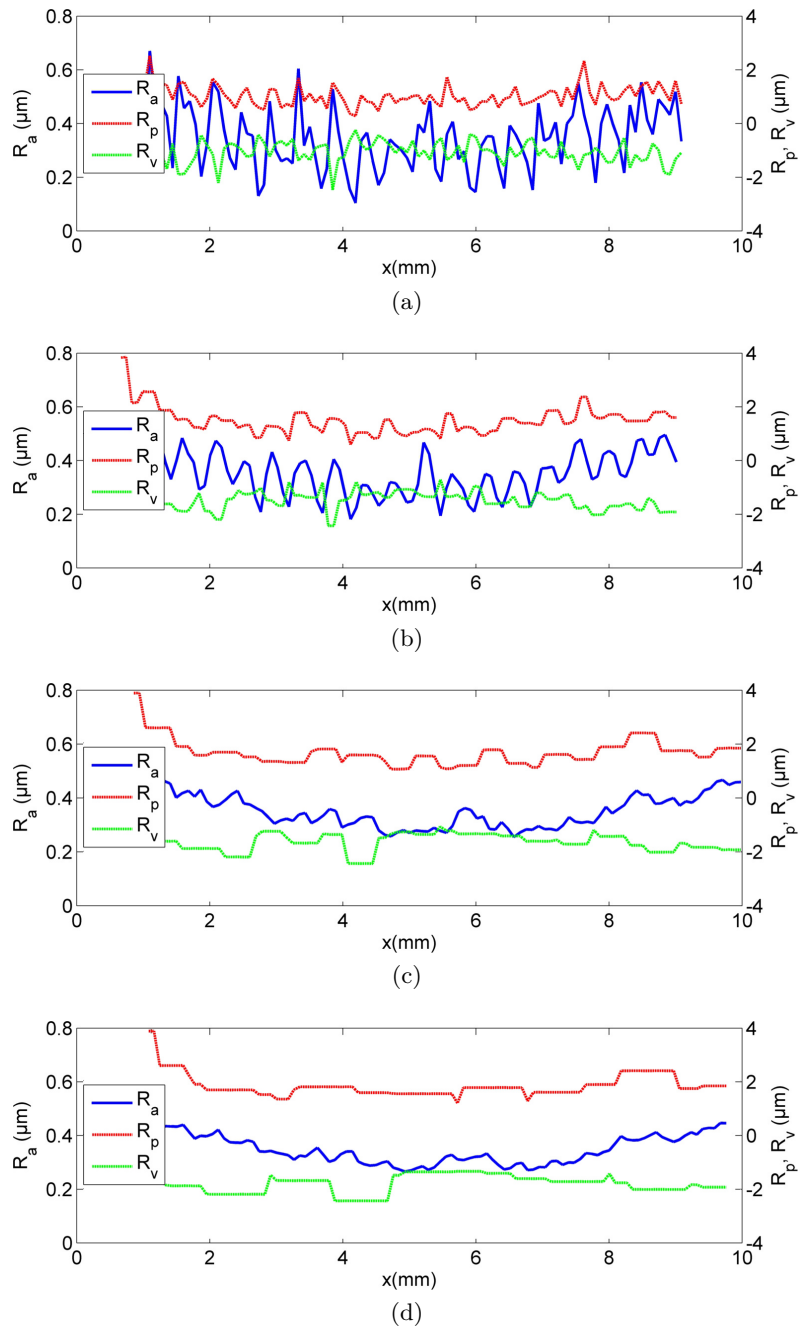


Figure F.8 – Influence de la taille de la fenêtre glissante pour l'analyse de la rugosité le long du profil P_{RP} . (a) 0.05mm, (b) 0.2mm, (c) 0.4mm, (d) 0.8mm.

Table des figures

1.1	Illustration d'un MCI : moteur PSA Peugeot Citroën trois cylindres essence 1.2 e-THP.	1
1.2	Principe de fonctionnement d'un MCI.	2
1.3	Évolution des normes anti-pollution européennes pour un véhicule particulier (a) essence et (b) diesel, sous format normalisé par les valeurs maximales.	2
1.4	Répartition des PMF dans les MCI [1].	3
1.5	Régimes de lubrification caractéristiques de quelques composants des MCI dans un diagramme de Striebeck.	3
1.6	Illustration des structures (a) graphite et (b) diamant.	5
1.7	Les hybridations carbonées [9]. (a) sp^1 , (b) sp^2 et (c) sp^3	6
1.8	Diagramme ternaire de la composition des différents films DLC [9].	7
1.9	Mécanismes de frottement des différents DLC à l'échelle moléculaire sous vide et air humide [30].	9
1.10	Illustration du principe de mesure d'épaisseur par Calotest. (a) Vue d'ensemble du système, (b) représentation géométrique et (c) exemple d'empreinte après abrasion.	10
1.11	Illustration de la technique MEB / EDX. (a) Principe de fonctionnement d'un MEB [26], (b) exemple d'image MEB : surface écaillée d'un poussoir revêtu, (c) exemple d'image EDX : cartographie de l'élément carbone C.	11
1.12	Mécanismes de croissance d'un DLC lors du dépôt. (a) Dépôt type CVD [46] et (b) dépôt type PVD [47].	12
1.13	Principe de l'interférométrie VSI. (a) Schéma de l'objectif et de échantillon, (b) focus en position 1, (c) focus en position 2, (d) focus en position 3 et (d) focus en position 4.	12
1.14	Illustration de l'effet de contraintes résiduelles de compression dans une surface revêtue. (a) Surface plane parfaite, (b) autour d'un pore, (c) sur un bord, (d) dans un sillon et (e) sur une crête [53].	13
1.15	Principe d'un essai de nanoindentation. (a) Système de mesure et (b) illustration de courbe charge / décharge.	14
1.16	Illustration d'essais d'adhérence par indentation (a) DLC avec bonne adhérence, (b) DLC avec adhérence correcte et (c) DLC avec adhérence insuffisante.	15
1.17	Illustration d'un essai de scratch.	16
1.18	Illustration optique des mécanismes d'abrasion et d'adhésion. (a) Abrasion d'un revêtement DLC dopé au silicium et (b) adhésion des débris d'usure sur la surface d'un DLC dopé au titane [65].	17

1.19	Exemple de spectre Raman d'un DLC. (a) Avant essai et (b) après essai avec graphitisation [67].	18
1.20	Illustration de la réaction tribochimique entre DLC et MoDTC. (a) Formation d'un tribofilme par décomposition du MoDTC en MoO ₃ , (b) désorption d'hydrogène en surface de DLC et création de liaisons pendantes, (c) réaction des liaisons pendantes avec le MoO ₃ et (d) augmentation du taux d'usure du DLC [67].	19
1.21	Illustration des modes de rupture du DLC. (a) Rupture adhésive avec couche d'adhésion, (b) rupture adhésive sans couche d'adhésion, (c) rupture cohésive et (d) rupture à cœur.	20
1.22	Exemples de situations d'écaillage. (a) Essai d'impact-usure [77] et (b) essai de glissement alternatif [71].	21
1.23	Dégénérescence d'un groupe de cloques en écailles lors d'essais d'impacts cycliques sur DLC. (a) 2.10 ⁶ impacts, (b) 3.10 ⁶ impacts, (c) 7.10 ⁶ impacts [41].	21
1.24	Illustration de rupture par fissuration spontanée. (a) D'un DLC sur un substrat acier lors d'un essai d'usure, hors de la zone de sollicitation [79] et (b-c) d'un DLC sur un substrat en verre, sans sollicitation [80].	22
1.25	Illustration de quelques systèmes rencontrés au sein des MCI. (a) Contact sec non pollué, (b) contact sec pollué, (c) contact lubrifié non pollué et (d) contact lubrifié pollué.	23
1.26	Illustration d'un contact circulaire et variables caractéristiques associées. (a) Géométrie initiale, (b) géométrie déformée et (c) pression de contact σ_c et cisaillement τ dans le corps inférieur.	23
1.27	Illustration de l'influence du nombre de couches sur la réponse d'un revêtement [88]. (a) Système considéré, (b) contrainte de Von Mises dans l'épaisseur avec 1 couche, (b) 4 couches et (c) 10 couches.	25
1.28	Définition des zones d'un contact EHD et profil de pression caractéristique.	26
1.29	Illustration de la compétition entre usure en surface et fatigue à l'interface d'un dépôt sous contact glissant [116]. (a) Fatigue interfaciale et usure minimale, (b) fatigue interfaciale et usure et (c) usure et fatigue interfaciale minimale.	30
1.30	Etapas nécessaire à l'optimisation de surface revêtu vis-à-vis de leur résistance à l'usure [117].	31
2.1	Illustration de la variété de conditions de contact macromécaniques pouvant apparaître avec un solide revêtu et qui influencent la réponse tribologique du système [118].	33
2.2	Illustration (a) du système SPC et (b) des segments qui le compose.	34
2.3	Illustration de la géométrie et des chargement mécaniques typiques d'un segment coupe-feu (surface d'application du DLC en rouge).	35
2.4	Cycle de fonctionnement d'un moteur 4 temps. (a) Admission, (b) compression, (c) explosion et détente et (d) échappement.	35
2.5	Variation (a) de l'épaisseur de film d'huile et (b) des forces de frottement vues par les segments lors d'un tour de vilebrequin [119].	36
2.6	Illustration (a) de l'axe de piston dans son logement (surface d'application du DLC en rouge) et (b) du chargement mécanique.	37
2.7	Illustration d'un système came-poussoir à attaque directe (surface d'application du DLC en rouge).	38

2.8	Cinématique du système came-poussoir (a) et système équivalent (b).	39
2.9	Illustration du "tilt" du poussoir, induit par le jeu du poussoir dans son logement.	39
2.10	Variation de variables du contact came-poussoir pour un régime de rotation ralenti. (a) Effort normal, (b) vitesse de glissement, (c) rayon de courbure équivalent, (d) régime de lubrification, (e) pression de contact maximale et (f) demi-largeur de contact.	40
2.11	Illustration de l'usure tribochimique (zones claires) et de l'écaillage de DLC de type a-C :H sur segments coupe-feu. Essai Cameron Plint [122]. (a) Exemple 1 et (b) exemple 2.	43
2.12	Illustration de l'écaillage de DLC sur segments coupe-feu. Essai survitesse, DLC a-C :H [123].	43
2.13	Illustration des mécanismes d'usure d'un DLC sur axe de piston. Essai endurance moteur, DLC a-C :H [124]. (a) Vue globale de l'axe de piston, (b) zone d'usure abrasive / polissage, (c) zone non usée avec stries d'usinage visibles et (d) zone d'usure tribochimique avec disparition complète du DLC. L'empreinte circulaire correspond à une mesure de dureté après essai.	44
2.14	Illustration des mécanismes d'usure de DLC a-C :H sur poussoirs. (a) Position des prises de vue, (b) usure abrasive sur essai distribution [125], (c) usure tribochimique sur essai distribution [126] et (d) écaillage sur essai choc thermique [127].	45
2.15	Illustration de l'effet d'un blocage en rotation du poussoir sur sa cinétique d'usure. Essai distribution, DLC a-C :H [126]. (a) À la fin de la première phase et (b) à la fin de la seconde phase.	45
2.16	Illustration (a) des poussoirs analysés et (b) géométrie et dimensions principales.	46
2.17	Topographie de surface initiale : stries de finition sur poussoir 25.	47
2.18	Topographie de surface initiale : droplets après dépôt sur poussoir 25.	47
2.19	Usure tribochimique sur poussoir 16.	48
2.20	Analyse EDX d'une zone usée tribochimiquement et mise en évidence de la persistance de la couche d'adhésion sur le poussoir 18. (a) Vue générale, (b) fer, (c) chrome, (d) carbone et (e) silicium.	48
2.21	Réseau de stries d'abrasion sur poussoir 24.	48
2.22	Diversité des réseaux de stries d'abrasion.	49
2.23	Écaillage généralisé sur poussoir 10.	49
2.24	Analyse EDX des zones écaillées et mise en évidence de la mise à nu du substrat sur le poussoir 23 (a) Vue générale, (b) fer, (c) chrome, (d) carbone et (e) silicium.	49
2.25	Illustration de l'initiation et de la propagation du couple usure tribochimique et polissage. Chaque image provient d'un poussoir utilisé différent.	50
2.26	Illustration de l'initiation et de la propagation du délaminage. Chaque image provient d'un poussoir utilisé différent.	51
2.27	Illustration du scénario d'usure complet des DLC sur système came-poussoir.	51
3.1	Illustration du contact sans aspérité. (a) Libre et (b) sous chargement.	56
3.2	Illustration de l'aspérité sous chargement.	56
3.3	Mécanisme du point de chargement.	57
3.4	Algorithme général	59

3.5	Exemple d'épaisseurs de lubrifiant obtenue via différentes expressions analytiques pour un régime moteur ralenti, où les variables de contact R , F_n et V_g sont préalablement déduites des données d'entrée du système (détails au chapitre 7).	61
3.6	Comportement global du lubrifiant d'après l'expression 3.3 : épaisseur fonction de l'effort normal supporté, normalisé par les valeurs nominales (point de fonctionnement nominal en [1,1]).	62
3.7	Représentation de l'interface de raideur variable.	62
3.8	Contrainte normale normalisée en surface le long du contact.	63
3.9	Représentation de l'erreur commise en approximant un contact EHD (en rouge) par un contact statique 2D non lubrifié (en bleu).	63
3.10	Fermeture normalisée du lubrifiant sous chargement le long du contact.	64
3.11	Contrainte normale normalisée en fonction de l'effort normal, pour différentes positions dans le contact.	64
3.12	Comparaison entre le comportement lubrifiant normalisé idéal (- -) et choisi (-), pour différentes positions dans le contact. La raideur $k(x)$ du lubrifiant correspond à la pente de ces courbes.	65
3.13	Illustration du maillage. (a) Vue d'ensemble 3D, (b) zoom sur le lubrifiant et (c) zoom sur l'aspérité sphérique.	66
3.14	Exemple de contrainte normale en surface pour une configuration de Hertz	67
3.15	Effet du lubrifiant sur la contrainte normale en surface. (a) Vue globale et (b) vue zoomée.	68
3.16	Effort supporté par l'aspérité fonction de ses dimensions caractéristiques.	71
3.17	Effort supporté par l'aspérité fonction des propriétés du revêtement.	71
3.18	Carte de scratch : points de fonctionnement probables du système (a) en échelle linéaire et (b) logarithmique.	72
4.1	Carte de rupture lors d'un essai de scratch. (a) [137] et (b) [138].	74
4.2	État mécanique autour de l'indenteur lors d'un essai de scratch [146].	75
4.3	Illustration des échantillons utilisées.	75
4.4	Illustration de la structure des DLC testés. (a) DCX et (b) DDT	76
4.5	(a) Géométrie des indenteurs utilisés et (b) vue MEB de l'indenteur R200 μm .	77
4.6	Illustration des conditions de scratch de caractérisation sous la forme d'une carte de scratch.	77
4.7	Illustration des scratches à 1mm/min sur DCX. (a) R10, (b) R50, (c) R200.	78
4.8	Cinétique des scratches sur DLC : de la déformation plastique du substrat à la rupture de l'interface.	79
4.9	Illustration des chemins de fissuration conduisant à la rupture critique du DLC. En vert : fronts de fissure en surface n'ayant pas entraîné de rupture critique. En rouge : fronts de fissure ayant conduit à une rupture critique.	79
4.10	Carte de rupture pour le revêtement DCX : comparaison des courbes d'iso-sévérité et de la partie opérative du système came-poussoir.	81
4.11	Carte de rupture pour le revêtement DDT : comparaison des courbes d'iso-sévérité et de la partie opérative du système came-poussoir.	81
4.12	Exemples de modification topographique de surface de scratches sur DCX avec différents rayons d'indenteur. Vues 3D et mesure transverse associée avant rupture critique. (a-b) R10 à 1mm/min, (c-d) R50 à 1mm/min, (e-f) R200 à 1mm/min.	82

4.13	Illustration du modèle EF. (a) Vue 3D et (b) zoom sur le revêtement et l'interface DLC / substrat.	83
4.14	Détail (a) des volumes utiles et (b) des conditions aux limites.	84
4.15	Illustration du chargement appliqué.	84
4.16	Comparaison des contraintes normales (σ_n , en haut) et tangentielles (dans la direction de glissement, τ_1 , au milieu et perpendiculaire à la direction de glissement, τ_2 , en bas) en surface de contact à l'instant de rupture critique. (gauche) R10 μm , (centre) R50 μm , (droite) R200 μm	85
4.17	Corrélation entre l'orientation des fronts de fissure en surface (en haut) et directions perpendiculaires aux directions des contraintes principales maximales en surface (en bas) juste avant rupture critique. (gauche) R10 μm , (centre) R50 μm , (droite) R200 μm	86
4.18	Corrélation entre les faciès de rupture critique (en haut) et les contraintes principales minimales projetées sur l'interface (en bas). (gauche) R10 μm , (centre) R50 μm , (droite) R200 μm	86
4.19	Illustration de la fissure virtuelle en surface et des vecteurs normaux considérés	87
4.20	Corrélation entre les faciès de rupture critique et les densités d'énergie en surface (en haut) et à l'interface (en bas). (gauche) R10 μm , (centre) R50 μm , (droite) R200 μm	88
4.21	Illustration des mécanismes de rupture pour (a) les rayons d'indenteur induisant une largeur de contact (a) grande et (b) faible devant l'épaisseur du revêtement. En bleu : limites déformation plastique du substrat, en vert : fissures de surface, en rouge : aires de rupture à l'interface.	89
4.22	Comparaison de l'approche par contrainte (en haut) et par énergie (en bas) pour l'analyse de la rupture à l'interface pour le rayon R10 μm	90
4.23	État mécanique du système après scratch. De haut en bas : contrainte principale maximale projetée en surface, contrainte principale minimale projetée sur l'interface, densité d'énergie en surface, densités d'énergie à l'interface. (gauche) R10 μm , (centre) R50 μm , (droite) R200 μm	91
5.1	Illustration de la structure du DLC INA CX+	94
5.2	Illustration du banc pion-disque.	95
5.3	Zoom sur les pistes d'usure après essai. (a) essai 2, (b) essai 5, (c) essai 8.	96
5.4	Comparaison de l'usure des billes. (a) bille en acier, essai 2, après 1.20e5 cycles et (b) bille revêtue de DLC, essai 5, après 2e6 cycles.	96
5.5	Illustration d'une empreinte de calotest (a) avant essai et (b) après essai.	97
5.6	Illustration des empreintes de calotest obtenues avec les particules de diamètre inférieur ou égale 0.2 μm	97
5.7	(a) Illustration du banc d'essai et (b) configuration du contact.	99
5.8	Cinétique d'usure caractéristique d'une piste revêtue frottant contre un cylindre en acier. Direction de glissement du haut vers le bas. (a) 100,000 cycles. (b) 200,000 cycles. (c) 400,000 cycles. (d) 600,000 cycles.	100
5.9	Exemple d'écaillage spontané entre deux essais interrompus. (a) 100,000 cycles. (b) 200,000 cycles.	100
5.10	Exemple de coalescence entre écailles. (a) 100,000 cycles. (b) 200,000 cycles.	101

5.11	Comparaison des paramètres de rugosités d'un cylindre acier avant et après essai. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.	102
5.12	Comparaison des paramètres de rugosités d'un cylindre revêtu de DLC avant et après essai. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.	103
6.1	Configuration du contact pour les différents essais réalisés. (a) Méthode rapide, (b) essais de validation et (c) essai de synthèse.	106
6.2	Définition et illustration des scratches avant essais d'usure. (a) Position des scratches sur carte de scratch et (b) vue MO de la répartition des scratches sur la piste d'usure.	108
6.3	Piste d'usure après essai sur échantillon DCX.	109
6.4	Comparaison des paramètres de rugosités d'un cylindre revêtu de DLC avant et après essai. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.	109
6.5	Comparaison des paramètres de rugosités de la piste revêtue avant et après essai. (a) Vue MO de la piste après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.	111
6.6	Exemples d'usure aux abords des scratches initiaux après 600,000 cycles. (a) Scratch transversal R100 et (b) Scratch transversal R200.	112
6.7	Exemple d'un nouveau scratch induit par une particule piégée dans le contact. (a) Vue MO à 400,000 cycles. (b) Vue MO à 600,000 cycles.	112
6.8	Comparaison des paramètres de rugosités du cylindre acier avant et après essai sur surface préalablement scratchée. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.	113
6.9	Définition et illustration des scratches avant essais d'usure. (a) Position des scratches sur la carte de scratch et (b) vue MO de la position du scratch sur la piste d'usure.	114
6.10	Vues MO après usure et corrélation usure piste / usure cylindre pour différents scratches initiaux. (a) R10, (b) R50 et (c) R200.	115
6.11	Comparaison des paramètres de rugosités d'un cylindre acier avant et après essai. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.	116
6.12	Définition et illustration des scratches avant essais d'usure. (a) Position des scratches sur la carte de scratch et (b) vue MO de la position du scratch sur la piste d'usure.	117
6.13	Vues MO après usure et corrélation usure piste / usure cylindre. (a) Vue générale de la piste d'usure et (b) zoom sur les scratches.	118
6.14	Comparaison des paramètres de rugosités du cylindre acier avant et après essai. (a) Vue MO du cylindre après essai, (b) Ra et (c) Rp et Rv.	119
6.15	Illustration de l'influence des scratches initiaux sur l'état de surface de l'antagoniste. (a) État initial, (b) après rodage et (c) état final.	120
6.16	Effet réservoir de lubrifiant après usure complète de l'élévation de surface autour du scratch initial.	121
6.17	Proposition de deux motifs de texturation à appliquer aux poussoirs revêtus. (a) Motifs concentriques et (b) motif en spirale.	122
7.1	Quelques données d'entrées requises pour la simulation. (a) Géométrie de la came, (b) géométrie du poussoir, (c) effort normal came-poussoir et (d) rotation du poussoir.	126
7.2	Algorithme général	129

7.3	Illustration du principe d'identification de la présence d'un point M dans le contact au cours d'un tour d'AAC, pour une position angulaire θ_p du poussoir. La surface de contact lors d'un tour d'AAC est en rouge et sa direction donnée par le vecteur OI.	131
7.4	Variation de variables du contact came-poussoir pour un régime de rotation maximal de 6750tr/min. (a) Effort normal, (b) vitesse de glissement, (c) rayon de courbure équivalent, (d) régime de lubrification, (e) pression de contact maximale et (f) demi-largeur de contact.	132
7.5	(a) Trajets de chargement pour deux régimes moteurs différents et exemple de positionnement des points d'essais. (b) surface des taux d'usure identifiée à partir des taux d'usures mesurés aux points d'essais.	133
7.6	Taux d'usure instantané en tout point de came et de poussoir pour un tour d'AAC à régime ralenti.	134
7.7	Exemples de faciès d'usure caractéristiques de comes issues d'essais distribution.	134
7.8	Comparaison de l'usure expérimentale et simulée en surface de came en condition d'essai distribution.	135
7.9	Comparaisons de l'usure expérimentale et simulée en surface de poussoir en condition d'essai distribution, dans le cas d'une rotation uniforme du poussoir.	135
7.10	Comparaisons de l'usure expérimentale et simulée en surface de poussoir en condition d'essai distribution, dans le cas d'une rotation nulle du poussoir.	136
7.11	Comparaisons de l'usure expérimentale et simulée en surface de poussoir en condition d'essai distribution, dans le cas de blocages partiels du poussoir.	136
7.12	Résultat de la simulation de l'usure de la came et du poussoir en régime maximal.	137
7.13	Variation de la cinétique d'usure normalisée du poussoir pour différents profils de poussoir, dans le cas d'un essai distribution avec rotation uniforme du poussoir.	138
7.14	Variation de la cinétique d'usure normalisée du poussoir pour différents profils de came, dans le cas d'un essai distribution avec rotation uniforme du poussoir.	139
7.15	Exemples de faciès d'usure de came.	139
A.1	Illustration d'un principe de dépôt PVD : dépôt par pulvérisation assistée par faisceau d'ions [9].	145
A.2	Illustration d'un principe de dépôt CVD : dépôt par PECVD (plasma enhanced chemical vapor deposition) avec excitation par radio-fréquence [9].	146
B.1	Illustration de courbe charge / décharge lors d'un essai d'indentation.	147
B.2	Pointe Berkovich modifiée. L'angle $\alpha = 65.27^\circ$ est formé par la verticale au sommet et la hauteur d'une des faces de la pyramide. L'angle $\omega = 77.03^\circ$ est formé par la même verticale et une arête.	148
C.1	Contact circulaire	152
C.2	Contact linéique	152
C.3	Contact elliptique	152
F.1	Exemple de cylindre analysé.	163
F.2	Profil mesuré P_M et profil brut P_B	163
F.3	Bandes de transmission des profils.	164
F.4	Caractéristique de transmission à longueur d'onde courte pour $\lambda_{co} = 0.8$	165

F.5	Caractéristique de transmission à longueur d’onde longue pour $\lambda_{co} = 0.8$	165
F.6	Décomposition du profil brut P_B en profil de forme P_F , profil d’ondulation P_O , profil de rugosité périodique P_{RP} et profil de rugosité apériodique P_{RA}	165
F.7	Profil de rugosité périodique P_{RP}	166
F.8	Influence de la taille de la fenêtre glissante pour l’analyse de la rugosité le long du profil P_{RP} . (a) 0.05mm, (b) 0.2mm, (c) 0.4mm, (d) 0.8mm.	167

Liste des tableaux

1.1	Quelques propriétés particulières des DLC [18, 19].	8
1.2	Quelques outils de caractérisation physico-chimique des DLC [7, 9].	11
3.1	Propriétés matériaux et lubrifiant	60
4.1	Propriétés matériau des échantillons.	76
4.2	Paramètres des scratches de caractérisation	76
4.3	Efforts critiques moyens (en N) relevés sur DCX et DDT. "NM" : Non mesuré sur les scratches réalisés.	81
5.1	Propriétés matériau des échantillons.	94
5.2	Capacités du banc pion-disque.	95
5.3	Matrice des essais réalisés sur banc pion-disque. * : piste d'usure du poussoir préalablement abradée par calotest.	95
5.4	Géométrie et propriétés matériau des cylindres utilisés.	98
5.5	Paramètres des essais d'usure cylindre-plan.	99
6.1	Paramètres des essais d'usure cylindre-plan.	106
6.2	Paramètres de scratch pour les essais d'usure.	107
6.3	Quelques variables indicatives pendant et après scratch.	107
6.4	Paramètres de scratch pour les essais d'usure.	114
6.5	Paramètres de scratch pour les essais d'usure	118
D.1	Expressions pour l'épaisseur minimale de lubrifiant.	154
D.2	Expressions pour l'épaisseur centrale de lubrifiant.	154
D.3	Expressions pour l'épaisseur minimale de lubrifiant.	155
D.4	Expressions pour l'épaisseur centrale de lubrifiant.	155
E.1	Description des poussoirs analysés.	161
F.1	Paramètres de rugosité.	166

Acronymes

AAC	arbre à cames
CVD	chemical vapor deposition
DLC	diamond-like carbon
EDX	energy dispersive X-ray spectrometry
EELS	electron energy loss spectroscopy
EF	éléments finis
EHD	élasto-hydrodynamique
ERDA	elastic recoil detection analysis
FTIR	Fourier transform infrared spectroscopy
MCI	moteurs à combustion interne
MEB	microscopie électronique à balayage
MO	microscope optique
MoDTC	molybdenum-dithiocarbamates
MoS₂	disulfure de molybdène
MoO₃	trioxyde de molybdène
NMR	nuclear magnetic resonance
NRA	nuclear reaction analysis
PAO	polyalphaolfine
PMF	pertes mécaniques par frottement
PVD	physical vapor deposition
RBS	Rutherford backscattering spectroscopy
SIMS	secondary ion mass spectrometry
SPC	segment-piston-chemise
TEM	transmission electron microscopy

VSI	vertical scanning interferometry
XANES	X-ray absorption near edge structure
XPS	X-ray photoelectron spectrometry

Références bibliographiques

- [1] C. Taylor. Automobile engine tribology - design considerations for efficiency and durability. *Wear*, 221 (1998)(1) :1–8.
- [2] M. Priest et C. Taylor. Automobile engine tribology - approaching the surface. *Wear*, 241 (2000)(2) :193–203.
- [3] R. Stribeck et M. Schröter. *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit-und Rollenlager : Untersuchung einer Tandem-Verbundmaschine von 1000 PS*. Springer, 1903.
- [4] G. Spinnler. *Conception des machines, principes et applications : Volume 1, Statique*, volume 1. PPUR Presses Polytechniques, 1998.
- [5] T. F. DeRosa. Chapter 3 - Automotive Additives. Dans T. F. DeRosa, editeur, *Next Generation of International Chemical Additives*, 33–62. Elsevier, Amsterdam, 2013.
- [6] S. Aisenberg et R. Chabot. Ion-Beam Deposition of Thin Films of Diamond-like Carbon. *Journal of Applied Physics*, 42 (1971)(7) :2953–2958.
- [7] A. Matthews et K. Holmberg. Coatings Tribology - Properties, Techniques and Applications in Surface Engineering. Dans K. Holmberg et A. Matthews, editeurs, *Coatings Tribology Properties, Techniques and Applications in Surface Engineering*, volume 28 de *Tribology Series*. Elsevier, 1994.
- [8] A. Erdemir. Tribology of Diamond, Diamond-Like carbon, and Related Films. (2001).
- [9] J. Robertson. Diamond-like amorphous carbon. *Materials Science & Engineering : R : Reports*, 37 (2002)(4-6) :129–281.
- [10] C. Donnet et A. Erdemir. *Tribology of diamond-like carbon films : Fundamentals and applications*. Springer, 2008.
- [11] VDI-Richtlinie. Carbon Films : Basic Knowledge, Film Types and Properties Standard. VDI 2840 :2012-06. *Kohlenstoff schichten. Grundlagen, Schichttypen und Eigenschaften*, (2012).
- [12] J. C. Angus et C. C. Hayman. Low-Pressure, Metastable Growth of Diamond and "Diamondlike" Phases. *Science*, 241 (1988)(4868) :913–921.
- [13] M. Liu, V. I. Artyukhov, H. Lee, et al. Carbyne From First Principles : Chain of C atoms, a nanorod or a nanorope. *ACS nano*, (2013).

-
- [14] K. Vercammen, H. Haefke, Y. Gerbig, et al. A comparative study of state-of-the-art diamond-like carbon films. *Surface & Coatings Technology*, 133 (2000)(0) :466–472.
- [15] H. Ronkainen, S. Varjus, et K. Holmberg. Tribological performance of different DLC coatings in water-lubricated conditions. *Wear*, 249 (2001)(3-4) :267–271.
- [16] S. Miyake, T. Saito, Y. Yasuda, et al. Improvement of boundary lubrication properties of diamond-like carbon (DLC) films due to metal addition. *Tribology International*, 37 (2004)(9) :751–761.
- [17] C.-W. Cho, B. Hong, et Y.-Z. Lee. Wear life evaluation of diamond-like carbon films deposited by microwave plasma-enhanced CVD and RF plasma-enhanced CVD method. *Wear*, 259 (2005)(1-6) :789–794.
- [18] M. Sedlacek, B. Podgornik, et J. Vizintin. Tribological properties of DLC coatings and comparison with test results : Development of a database. *Materials Characterization*, 59 (2008)(2) :151–161.
- [19] K. Bewilogua et D. Hofmann. History of diamond-like carbon films - From first experiments to worldwide applications. *Surface & Coatings Technology*, 242 (2014)(0) :214–225.
- [20] C. Cheung, B. Shi, C. Lau, et al. Investigating the effect of surface coatings on the wear behaviour of the friction contact in ultrasonic motors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 224 (2010)(9) :989–996.
- [21] R. Gahlin, M. Larsson, et P. Hedenqvist. ME-C :H coatings in motor vehicles. *Wear*, 249 (2001)(3-4) :302–309.
- [22] N. B. Dahotre et S. Nayak. Nanocoatings for engine application. *Surface & Coatings Technology*, 194 (2005)(1) :58–67.
- [23] S. Johnston et S. Hainsworth. Effect of DLC coatings on wear in automotive applications. *Surface engineering*, 21 (2005)(1) :67–71.
- [24] H. Sjostrom et V. Wikstrom. Diamond-like carbon coatings in rolling contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 215 (2001)(6) :545.
- [25] R. Hauert. An overview on the tribological behavior of diamond-like carbon in technical and medical applications. *Tribology International*, 37 (2004)(11-12) :991–1003.
- [26] C. Matta. *Lubrification des couches minces de carbone adamantin non hydrogéné : supra-glissement avec les alcools*. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 2008.
- [27] J. Fontaine, C. Donnet, A. grill, et al. Tribochemistry between hydrogen and diamond-like carbon films. *Surface & Coatings Technology*, 146-147 (2001)(0) :286–291.
- [28] D. Kim, T. Fischer, et B. Gallois. The effects of oxygen and humidity on friction and wear of diamond-like carbon films. *Surface & Coatings Technology*, 49 (1991)(1-3) :537–542.
- [29] J. Olsen, T. Fischer, et B. Gallois. In situ analysis of the tribochemical reactions of diamond-like carbon by internal reflection spectroscopy. *Wear*, 200 (1996)(1-2) :233–237.

- [30] A. Erdemir et C. Donnet. Tribology of diamond-like carbon films : recent progress and future prospects. *Journal of Physics D : Applied Physics*, 39 (2006)(18) :R311.
- [31] C. Grossiord. *Mécanismes tribochimiques de réduction du frottement limite*. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 1999.
- [32] M. Ban, M. Ryoji, S. Fujii, et al. Tribological characteristics of Si-containing diamond-like carbon films under oil-lubrication. *Wear*, 253 (2002)(3-4) :331–338.
- [33] M. Kalin, J. Vizintin, J. Barriga, et al. The effect of doping elements and oil additives on the tribological performance of boundary-lubricated DLC/DLC contacts. *Tribology letters*, 17 (2004)(4) :679–688.
- [34] T. Haque, A. Morina, A. Neville, et al. Non-ferrous coating/lubricant interactions in tribological contacts : Assessment of tribofilms. *Tribology International*, 40 (2007)(10-12) :1603–1612.
- [35] A. Neville, A. Morina, T. Haque, et al. Compatibility between tribological surfaces and lubricant additives - How friction and wear reduction can be controlled by surface/lube synergies. *Tribology International*, 40 (2007)(10-12) :1680–1695.
- [36] B. Podgornik, M. Sedlacek, et J. Vizintin. Compatibility of DLC coatings with formulated oils. *Tribology International*, 41 (2008)(6) :564–570.
- [37] K. K. Mistry, A. Morina, et A. Neville. A tribochemical evaluation of a WC-DLC coating in EP lubrication conditions. *Wear*, 271 (2011)(9-10) :1739–1744.
- [38] P. Forsberg, F. Gustavsson, V. Renman, et al. Performance of DLC coatings in heated commercial engine oils. *Wear*, 304 (2013)(1-2) :211–222.
- [39] B. Vengudusamy, J. H. Green, G. D. Lamb, et al. Influence of hydrogen and tungsten concentration on the tribological properties of DLC/DLC contacts with ZDDP. *Wear*, 298-299 (2013)(0) :109–119.
- [40] M. De Barros-Bouchet, J. Martin, T. Le-Mogne, et al. Boundary lubrication mechanisms of carbon coatings by MoDTC and ZDDP additives. *Tribology International*, 38 (2005)(3) :257–264.
- [41] F. Ledrappier. *Méthodologie d'étude pour optimiser la tenue en fatigue superficielle de dépôts minces*. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 2005.
- [42] P. Stephan. *Influence de la rugosité en fatigue de contact : rôle du rodage*. Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique X, 2009.
- [43] J. Jiang et R. Arnell. The effect of substrate surface roughness on the wear of DLC coatings. *Wear*, 239 (2000)(1) :1–9.
- [44] R. Singh, Z. Xie, A. Bendavid, et al. Effect of substrate roughness on the contact damage of DLC coatings. *Diamond and Related Materials*, 17 (2008)(6) :975–979.

-
- [45] T. Ohana, M. Suzuki, T. Nakamura, et al. Tribological properties of DLC films deposited on steel substrate with various surface roughness. *Diamond and Related Materials*, 13 (2004)(11-12) :2211–2215.
- [46] M. Salvadori, D. Martins, et M. Cattani. DLC coating roughness as a function of film thickness. *Surface & Coatings Technology*, 200 (2006)(16-17) :5119–5122.
- [47] M. Zhong, C. Zhang, et J. Luo. Effect of substrate morphology on the roughness evolution of ultra thin DLC films. *Applied Surface Science*, 254 (2008)(21) :6742–6748.
- [48] K. Holmberg, H. Ronkainen, A. Laukkanen, et al. Residual stresses in TiN, DLC and MoS₂ coated surfaces with regard to their tribological fracture behaviour. *Wear*, 267 (2009)(12) :2142–2156.
- [49] J. Deng et M. Braun. Residual stress and microhardness of DLC multilayer coatings. *Diamond and Related Materials*, 5 (1996)(3-5) :478–482.
- [50] X. Peng et T. Clyne. Residual stress and debonding of DLC films on metallic substrates. *Diamond and Related Materials*, 7 (1998)(7) :944–950.
- [51] Y. Oka, M. Kirinuki, Y. Nishimura, et al. Measurement of residual stress in DLC films prepared by plasma-based ion implantation and deposition. *Surface & Coatings Technology*, 186 (2004)(1-2) :141–145.
- [52] J. Gunnars et A. Alahelisten. Thermal stresses in diamond coatings and their influence on coating wear and failure. *Surface & Coatings Technology*, 80 (1996)(3) :303–312.
- [53] U. Wiklund, J. gunnars, et S. Hogmark. Influence of residual stresses on fracture and delamination of thin hard coatings. *Wear*, 232 (1999)(2) :262–269.
- [54] J. Sue. X-ray elastic constants and residual stress of textured titanium nitride coating. *Surface & Coatings Technology*, 54-55, Part 1 (1992)(0) :154–159.
- [55] A. J. Perry, J. A. Sue, et P. J. Martin. Practical measurement of the residual stress in coatings. *Surface & Coatings Technology*, 81 (1996)(1) :17–28.
- [56] M. Larsson, P. Hedenqvist, et S. Hogmark. Deflection measurements as method to determine residual stress in thin hard coatings on tool materials. *Surface Engineering*, 12 (1996)(1) :43–48.
- [57] G. G. Stoney. The tension of metallic films deposited by electrolysis. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 82 (1909)(553) :172–175.
- [58] C. Nouveau, M. Djouadi, O. Banakh, et al. Stress and structure profiles for chromium nitride coatings deposited by r.f. magnetron sputtering. *Thin Solid Films*, 398-399 (2001)(0) :490–495.
- [59] S. Bull et S. Hainsworth. Time-dependent changes in the mechanical properties of diamond-like carbon films. *Surface & Coatings Technology*, 122 (1999)(2-3) :225–229.
- [60] K. L. Mittal. *Adhesion measurement of films and coatings*, volume 640. VSP, 1995.

- [61] A. Perry. Scratch adhesion testing of hard coatings. *Thin Solid Films*, 107 (1983)(2) :167–180.
- [62] S. Zhang et X. Zhang. Toughness evaluation of hard coatings and thin films. *Thin Solid Films*, 520 (2012)(7) :2375–2389.
- [63] S. Steffensen, N. Madsen, et H. Jensen. Numerical estimation of fracture toughness from indentation-induced circumferential cracking in thin films on ductile substrates. *International Journal of Solids & Structures*, 50 (2013)(20-21) :3406–3417.
- [64] S. Steffensen et H. Jensen. Energy release rate for circular crack due to indentation in a brittle film on a ductile substrate. *European Journal of Mechanics - A/Solids*, 43 (2014)(0) :133–141.
- [65] M. Kalin et J. Vizintin. Differences in the tribological mechanisms when using non-doped, metal-doped (Ti, WC), and non-metal-doped (Si) diamond-like carbon against steel under boundary lubrication, with and without oil additives. *Thin Solid Films*, 515 (2006)(4) :2734–2747.
- [66] A. Erdemir, C. Bindal, G. Fenske, et al. characterization of transfer layers forming on surfaces sliding against diamond-like carbon. *Surface & Coatings Technology*, 86-87, Part 2 (1996)(0) :692–697.
- [67] Y. Liu, A. Erdemir, et E. Meletis. A study of the wear mechanism of diamond-like carbon films. *Surface & Coatings Technology*, 82 (1996)(1-2) :48–56.
- [68] Y. Liu, A. Erdemir, et E. Meletis. An investigation of the relationship between graphitization and frictional behavior of DLC coatings. *Surface & Coatings Technology*, 86-87, Part 2 (1996)(0) :564–568.
- [69] A. Vanhulsel, B. Blanpain, J.-P. Celis, et al. Study of the wear behaviour of diamond-like coatings at elevated temperatures. *Surface & Coatings Technology*, 98 (1998)(1-3) :1047–1052.
- [70] H. Liu, A. Tanaka, et K. Umeda. The tribological characteristics of diamond-like carbon films at elevated temperatures. *Thin Solid Films*, 346 (1999)(1-2) :162–168.
- [71] T. Haque, A. Morina, A. Neville, et al. Effect of oil additives on the durability of hydrogenated DLC coating under boundary lubrication conditions. *Wear*, 266 (2009)(1-2) :147–157.
- [72] Z. Zhou, K. Li, I. Bello, et al. Study of tribological performance of ECR-CVD diamond-like carbon coatings on steel substrates : Part 2. The analysis of wear mechanism. *Wear*, 258 (2005)(10) :1589–1599.
- [73] B. Vengudusamy, J. H. Green, G. D. Lamb, et al. Behaviour of MoDTC in DLC/DLC and DLC/steel contacts. *Tribology International*, 54 (2012)(0) :68–76.
- [74] T. Shinyoshi, Y. Fuwa, et Y. Ozaki. Wear Analysis of DLC coating in Oil containing Mo-DTc. *SAE Technical Paper*, (2007) :956–960.

-
- [75] A. Morina, A. Neville, M. Priest, et al. ZDDP and MoDTC interactions and their effect on tribological performance - tribofilm characteristics and its evolution. *Tribology Letters*, 24 (2006)(3) :243–256.
- [76] M. Kalin, E. Roman, et J. Vizintin. The effect of temperature on the tribological mechanisms and reactivity of hydrogenated, amorphous diamond-like carbon coatings under oil-lubricated conditions. *Thin Solid Films*, 515 (2007)(7-8) :3644–3652.
- [77] S. Lawes, S. Hainsworth, et M. Fitzpatrick. Impact wear testing of diamond-like carbon films for engine valve-tappet surfaces. *Wear*, 268 (2010)(11-12) :1303–1308.
- [78] M. F. B. Abdollah, Y. Yamaguchi, T. Akao, et al. Deformation-wear transition map of DLC coating under cyclic impact loading. *Wear*, 274-275 (2012)(0) :435–441.
- [79] R. Wang, C. Mercer, A. Evans, et al. Delamination and spalling of diamond-like-carbon tribological surfaces. *Diamond and Related Materials*, 11 (2002)(10) :1797–1803.
- [80] M.-W. Moon, J.-W. Chung, K.-R. Lee, et al. An experimental study of the influence of imperfections on the buckling of compressed thin films. *Acta Materialia*, 50 (2002)(5) :1219–1227.
- [81] M. He, A. E. Evans, et J. Hutchinson. Effects of morphology on the decohesion of compressed thin films. *Materials Science & Engineering : A*, 245 (1998)(2) :168–181.
- [82] H. Hertz. Ueber die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, 92 (1882) :156–171.
- [83] K. Johnson. *Contact Mechanics*. Cambridge Univ. Pr., 1987.
- [84] D. Herisson. *Méthode de dimensionnement à l'usure de systèmes de transmission*. Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique X, 2009.
- [85] W. Peng et B. Bhushan. Three-dimensional contact analysis of layered elastic/plastic solids with rough surfaces. *Wear*, 249 (2001)(9) :741–760.
- [86] S. Cai et B. Bhushan. A numerical three-dimensional contact model for rough, multilayered elastic/plastic solid surfaces. *Wear*, 259 (2005)(7-12) :1408–1423.
- [87] S. Sen et B. Gun. A finite element analysis of residual stress at the unloaded stage of the indentation of an elastic-work hardening layered half-space by a rigid sphere. *Surface & Coatings Technology*, 200 (2006)(9) :2841–2851.
- [88] X. Zhang, B. Xu, H. Wang, et al. Hertzian contact response of single-layer, functionally graded and sandwich coatings. *Materials & Design*, 28 (2007)(1) :47–54.
- [89] S. Basseville, E. Heripre, et G. Cailletaud. Numerical simulation of the third body in fretting problems. *Wear*, 270 (2011)(11-12) :876–887.
- [90] S. Messe. *Analyse transitoire de la lubrification et du frottement dans un système de distribution automobile*. Thèse de Doctorat, INSA Lyon, 2001.
- [91] A. Lubrecht. An introduction to Elastohydrodynamic lubrication. Dans *INSA Lyon*. 2001.

- [92] H. Rahnejat. *Influence of vibration on the oil film in concentrated contacts*. Thèse de Doctorat, Imperial College London (University of London), 1984.
- [93] X. Haiqing et H. Yuxian. The computation of unsteadily loaded EHL film thickness and other lubrication parameters of cam-tappet pairs of IC engines and analysis of their performance. Dans *Proceedings of the 10th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon, France*. 1983.
- [94] D. Zhu. On the EHL film breakdown. Dans G. D. D. Dowson, M. Priest et A. Lubrecht, éditeurs, *Tribological Research and Design for Engineering Systems Proceedings of the 29th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, volume 41 de *Tribology Series*, 559–571. Elsevier, 2003.
- [95] S. Ahmed, C. E. Goodyer, et P. K. Jimack. An efficient preconditioned iterative solution of fully-coupled elastohydrodynamic lubrication problems. *Applied Numerical Mathematics*, 62 (2012)(5) :649–663.
- [96] A. Chapkov. *Etude des contacts élastohydrodynamiques lubrifiés avec un fluide non newtonien*. Thèse de Doctorat, INSA Lyon, 2006.
- [97] T. Fujino, K. Iwamoto, K. Tanaka, et al. Stress distribution of coated film with a range of coated film thickness and elastic properties under a single EHL operating condition. *Tribology International*, 40 (2007)(10-12) :1638–1648.
- [98] M. D. L. Cruz, W. Chong, M. Teodorescu, et al. Transient mixed thermo-elastohydrodynamic lubrication in multi-speed transmissions. *Tribology International*, 49 (2012)(0) :17–29.
- [99] B. Lorentz et A. Albers. A numerical model for mixed lubrication taking into account surface topography, tangential adhesion effects and plastic deformations. *Tribology International*, 59 (2013)(0) :259–266.
- [100] H. Meng et K. Ludema. Wear models and predictive equations : their form and content. *Wear*, 181-183, Part 2 (1995)(0) :443–457.
- [101] K. Ludema. Mechanism-based modeling of friction and wear. *Wear*, 200 (1996)(1-2) :1–7.
- [102] J. Archard. Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics*, 24 (1953)(8) :981–988.
- [103] X. Qiu et M. Plesha. A theory for dry wear based on energy. *Journal of tribology*, 113 (1991)(3) :442–451.
- [104] M. T. Siniawski, S. J. Harris, et Q. Wang. A universal wear law for abrasion. *Wear*, 262 (2007)(7-8) :883–888.
- [105] D. Shakhvorostov, K. Pohlmann, et M. Scherge. An energetic approach to friction, wear and temperature. *Wear*, 257 (2004)(1-2) :124–130.
- [106] T. Liskiewicz et S. Fouvry. Development of a friction energy capacity approach to predict the surface coating endurance under complex oscillating sliding conditions. *Tribology International*, 38 (2005)(1) :69–79.

-
- [107] S. Stupkiewicz et Z. Mroz. A model of third body abrasive friction and wear in hot metal forming. *Wear*, 231 (1999)(1) :124–138.
- [108] L. Steiner, V. Bouvier, U. May, et al. Modelling of unlubricated oscillating sliding wear of DLC-coatings considering surface topography, oxidation and graphitisation. *Wear*, 268 (2010)(9-10) :1184–1194.
- [109] M. Dragon-Louiset. On a predictive macroscopic contact-sliding wear model based on micromechanical considerations. *International Journal of Solids & Structures*, 38 (2001)(9) :1625–1639.
- [110] B. Delattre. *Modélisation de l'usure du caoutchouc*. Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique X, 2005.
- [111] A. M. Tobi, P. Shipway, et S. Leen. Finite element modelling of brittle fracture of thick coatings under normal and tangential loading. *Tribology International*, 58 (2013)(0) :29–39.
- [112] K. Roe et T. Siegmund. An irreversible cohesive zone model for interface fatigue crack growth simulation. *Engineering Fracture Mechanics*, 70 (2003)(2) :209–232.
- [113] J. Han et T. Siegmund. Computational simulations of delamination wear in a coating system. *Wear*, 267 (2009)(9-10) :1680–1687.
- [114] M. Elices, G. Guinea, J. Gomez, et al. The cohesive zone model : advantages, limitations and challenges. *Engineering Fracture Mechanics*, 69 (2002)(2) :137–163.
- [115] P. Ireman, A. Klarbring, et N. Stromberg. A model of damage coupled to wear. *International Journal of Solids & Structures*, 40 (2003)(12) :2957–2974.
- [116] N. McCook, D. Burris, N. Kim, et al. Cumulative damage modeling of solid lubricant coatings that experience wear and interfacial fatigue. *Wear*, 262 (2007)(11-12) :1490–1495.
- [117] K. Holmberg, A. Laukkanen, A. Ghabchi, et al. Computational modelling based wear resistance analysis of thick composite coatings. *Tribology International*, 72 (2014)(0) :13–30.
- [118] K. Holmberg, A. Matthews, et H. Ronkainen. Coatings tribology-contact mechanisms and surface design. *Tribology International*, 31 (1998)(1-3) :107–120.
- [119] M. Organisciak. *Optimisation de la microgéométrie des chemises de moteurs à combustion interne*. Thèse de Doctorat, 2007.
- [120] N. Nayak, P. Lakshminarayanan, M. G. Babu, et al. Predictions of cam follower wear in diesel engines. *Wear*, 260 (2006)(1-2) :181–192.
- [121] M. Teodorescu, D. Taraza, N. A. Henein, et al. Simplified elasto-hydrodynamic friction model of the cam-tappet contact. *SAE transactions*, 112 (2003)(3) :1271–1282.
- [122] MVU Adéquation lubrifiants et nouveaux matériaux à faible coefficient de frottement. Document technique 01376 11 02566, PSA Peugeot Citroën, 2011.

- [123] Compte-rendu d'expertise visuelle. Rapport d'expertise 01520 12 03485, PSA Peugeot Citroën, 2012.
- [124] Rapport d'expertise moteur DW10FC après 162h d'essai endurance. Rapport d'expertise 01563 12 00280, PSA Peugeot Citroën, 2012.
- [125] Compte rendu d'essai. Rapport d'expertise 01564 11 00407, PSA Peugeot Citroën, 2011.
- [126] Compte rendu d'essai. Rapport d'expertise 01564 11 00487, PSA Peugeot Citroën, 2011.
- [127] Compte-rendu d'expertise après essais moteur. Rapport d'expertise 01563 11 00192, PSA Peugeot Citroën, 2011.
- [128] H. Takikawa, K. Izumi, R. Miyano, et al. DLC thin film preparation by cathodic arc deposition with a super droplet-free system. *Surface & Coatings Technology*, 163-164 (2003)(0) :368–373.
- [129] F. He, P. Wong, et X. Zhou. Wear properties of DLC-coated steel rollers running with highly contaminated lubrication. *Tribology International*, 43 (2010)(5-6) :990–996.
- [130] M. Woldman, E. V. D. Heide, T. Tinga, et al. The influence of abrasive body dimensions on single asperity wear. *Wear*, 301 (2013)(1-2) :76–81.
- [131] T. Haque, D. Ertas, A. Ozekcin, et al. The role of abrasive particle size on the wear of diamond-like carbon coatings. *Wear*, 302 (2013)(1-2) :882–889.
- [132] B. Alfredsson, J. Dahlberg, et M. Olsson. The role of a single surface asperity in rolling contact fatigue. *Wear*, 264 (2008)(9-10) :757–762.
- [133] D. Hannes et B. Alfredsson. Rolling contact fatigue crack path prediction by the asperity point load mechanism. *Engineering Fracture Mechanics*, 78 (2011)(17) :2848–2869.
- [134] M. Kot, L. Major, et J. Lackner. The tribological phenomena of a new type of TiN/a-C :H multilayer coatings. *Materials & Design*, 51 (2013)(0) :280–286.
- [135] C. Charitidis, S. Logothetidis, et M. Gioti. A comparative study of the nanoscratching behavior of amorphous carbon films grown under various deposition conditions. *Surface & Coatings Technology*, 125 (2000)(1-3) :201–206.
- [136] S. P. Bull et E. Berasetegui. An overview of the potential of quantitative coating adhesion measurement by scratch testing. *Tribology International*, 39 (2006)(2) :99–114.
- [137] S. Bull. Failure mode maps in the thin film scratch adhesion test. *Tribology International*, 30 (1997)(7) :491–498.
- [138] D. Diao et K. Kato. Chapter 11 - Wear and wear maps of hard coatings. Dans *Tribology of Polymeric Nanocomposites (Second Edition)*, 387–403. Butterworth-Heinemann, Oxford, second edition édition, 2013.
- [139] C.-L. Chang et D.-Y. Wang. Microstructure and adhesion characteristics of diamond-like carbon films deposited on steel substrates. *Diamond and Related Materials*, 10 (2001)(8) :1528–1534.

-
- [140] L.-Y. Huang, K.-W. Xu, J. Lu, et al. Analysis of nano-scratch behavior of diamond-like carbon films. *Surface & Coatings Technology*, 154 (2002)(2-3) :232–236.
- [141] L. Huang, J. Lu, et K. Xu. Elasto-plastic deformation and fracture mechanism of a diamond-like carbon film deposited on a Ti-6Al-4V substrate in nano-scratch test. *Thin Solid Films*, 466 (2004)(1-2) :175–182.
- [142] S. Bull. Failure modes in scratch adhesion testing. *Surface & Coatings Technology*, 50 (1991)(1) :25–32.
- [143] H. Ichimura et Y. Ishii. Effects of indenter radius on the critical load in scratch testing. *Surface & Coatings Technology*, 165 (2003)(1) :1–7.
- [144] Y. Xie et H. Hawthorne. Effect of contact geometry on the failure modes of thin coatings in the scratch adhesion test. *Surface & Coatings Technology*, 155 (2002)(2-3) :121–129.
- [145] K. Holmberg, A. Laukkanen, H. Ronkainen, et al. A model for stresses, crack generation and fracture toughness calculation in scratched TiN-coated steel surfaces. *Wear*, 254 (2003)(3-4) :278–291.
- [146] K. Holmberg, A. Laukkanen, H. Ronkainen, et al. Tribological analysis of fracture conditions in thin surface coatings by 3D FEM modelling and stress simulations. *Tribology International*, 38 (2006)(11-12) :1035–1049.
- [147] P. Lu, X. Xiao, M. Lukitsch, et al. Interface characterizations of diamond-coated tools by scratch testing and simulations. *Surface & Coatings Technology*, 206 (2011)(7) :1860–1866.
- [148] G. Kermouche, J. Rech, H. Hamdi, et al. On the residual stress field induced by a scratching round abrasive grain. *Wear*, 269 (2010)(1-2) :86–92.
- [149] H. Evans. Modelling oxide spallation. *Materials at high temperatures*, 12 (1994)(2-3) :219–227.
- [150] A. Vedaei-Sabegh, S. R. Ahmadi, et B. Gholamzadeh. Investigation of pile-up during a rigid ball sliding on coated surface based on elastic–plastic analysis. *Surface & Coatings Technology*, 251 (2014)(0) :283–292.
- [151] M. B. Tkaya, H. Zahouani, S. Mezlini, et al. The effect of damage in the numerical simulation of a scratch test. *Wear*, 263 (2007)(7-12) :1533–1539.
- [152] V. L. Houerou, C. Robert, C. Gauthier, et al. Mechanisms of blistering and chipping of a scratch-resistant coating. *Wear*, 265 (2008)(3-4) :507–515.
- [153] R.-M. Pradeilles-Duval et C. Stolz. Mechanical transformations and discontinuities along a moving surface. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 43 (1995)(1) :91–121.
- [154] Y. Xie et H. Hawthorne. A model for compressive coating stresses in the scratch adhesion test. *Surface & Coatings Technology*, 141 (2001)(1) :15–25.
- [155] G. Dumitru, V. Romano, H. Weber, et al. Laser treatment of tribological DLC films. *Diamond and Related Materials*, 12 (2003)(3–7) :1034–1040. 13th European Conference on Diamond, Diamond-Like Materials, Carbon Nanotubes, Nitrides and Silicon Carbide.

- [156] L. Haubold, T. Schuelke, M. Becker, et al. The influence of the surface texture of hydrogen-free tetrahedral amorphous carbon films on their wear performance. *Diamond and Related Materials*, 19 (2010)(2–3) :225–228.
- [157] J. Seiwert, C. Clanet, et D. Quéré. Coating of a textured solid. *Journal of Fluid Mechanics*, 669 (2011) :55–63.
- [158] P. Shum, Z. Zhou, et K. Li. Investigation of the tribological properties of the different textured DLC coatings under reciprocating lubricated conditions. *Tribology International*, 65 (2013)(0) :259–264.
- [159] K. Zhang, J. Deng, Y. Xing, et al. Effect of microscale texture on cutting performance of WC/Co-based TiAlN coated tools under different lubrication conditions. *Applied Surface Science*, 326 (2015)(0) :107–118.
- [160] U. Pettersson et S. Jacobson. Influence of surface texture on boundary lubricated sliding contacts. *Tribology International*, 36 (2003)(11) :857–864.
- [161] U. Pettersson et S. Jacobson. Friction and Wear Properties of Micro Textured DLC Coated Surfaces in Boundary Lubricated Sliding. *Tribology Letters*, 17 (2004)(3) :553–559.
- [162] P. Rabaso. *Nanoparticle-doped lubricants : potential of Inorganic Fullerene-like (IF-) molybdenum disulfide for automotive applications*. Thèse de Doctorat, INSA Lyon, 2014.
- [163] A. Mihailidis, J. Retzepis, C. Salpistis, et al. Calculation of friction coefficient and temperature field of line contacts lubricated with a non-Newtonian fluid. *Wear*, 232 (1999)(2) :213 – 220.
- [164] J. Castro, A. Sottomayor, A. Campos, et al. Prediction of the friction coefficient between gear teeth using a mixed film lubrication model. Dans G. D. D. Dowson, M. Priest et A. Lubrecht, editeurs, *Tribological Research and Design for Engineering Systems Proceedings of the 29th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, volume 41 de *Tribology Series*, 603 – 612. Elsevier, 2003.
- [165] C. Goodyer, R. Fairlie, D. Hart, et al. Calculation of friction in steady-state and transient EHL simulations. Dans D. D. G. Dalmaz, A.A. Lubrecht et M. Priest, editeurs, *Transient Processes in Tribology Proceedings of the 30th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, volume 43 de *Tribology Series*, 579 – 590. Elsevier, 2003.
- [166] M. Björling, W. Habchi, S. Bair, et al. Towards the true prediction of EHL friction. *Tribology International*, 66 (2013)(0) :19 – 26.
- [167] W. Oliver et G. Pharr. An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments. *Journal of Materials Research*, 7 (1992) :1564–1583.
- [168] O. Maciejak et P. Aubert. Mesure de dureté par nano-indentation. *Techniques de l'ingénieur*, (2007).
- [169] D. Tabor. *The hardness of metals*, volume 10. Clarendon Press, Oxford, 1951.

- [170] M. Teodorescu, V. Votsios, H. Rahnejat, et al. Jounce and impact in cam-tappet conjunction induced by the elastodynamics of valve train system. *Meccanica*, 41 (2006)(2) :157–171.

NOM : PAGNOUX

DATE de SOUTENANCE : le 23 Septembre 2015

Prénoms : Geoffrey

TITRE : Mise en évidence et simulation de l'endommagement des revêtements de carbone amorphe pour application moteur à combustion interne

NATURE : Doctorat

École doctorale : SIE

RÉSUMÉ : L'exploitation de revêtements micrométriques à base de carbone amorphe (les DLC) tend à se généraliser au sein des constructeurs automobiles afin d'améliorer le rendement des moteurs à combustion interne en réduisant les pertes mécaniques par frottement. Si ces revêtements exhibent généralement d'excellentes propriétés tribologiques et de très faibles taux d'usure, leur utilisation au sein des moteurs à combustion interne révèle que, soumis à des sollicitations complexes, de nombreux modes de dégradations sont observables. La propagation prématurée de ces dégradations sur l'intégralité des surfaces revêtues constitue un risque à maîtriser pour garantir la fonction des revêtements dans le temps.

Cette maîtrise implique d'une part de connaître et de comprendre les mécanismes de dégradations probables des DLC appliqués aux composants du moteur et d'autre part de disposer d'outils de simulation de leur durée de vie, exploitables pour optimiser les systèmes tribologiques au plus tôt de leur conception.

Les travaux présentés dans cette thèse ont été guidés par ces objectifs et rassemblent des expertises de composants revêtus, des développements d'analyses numériques, de protocoles d'essais simplifiés et des recherches de couplages entre modes de dégradations. Autant d'éléments qui permettent de répondre en partie aux questions initialement posées et de proposer, au final, un outil de simulation de durée de vie des DLC adapté aux applications moteur à combustion interne.

MOTS-CLÉS: DLC, Usure, Endommagement, Modèle numérique, Loi d'usure, Éléments finis.

Laboratoire(s) de recherche :

Ecole des Ponts ParisTech, IFSTTAR, CNRS
F-77455 Marne-la-Vallée

France

UMR CNRS 5513

Ecole Centrale de Lyon, 36 Avenue Guy de Collongue,
BP163, 69131 Ecully

France

Directeur(s) de thèse : M. PEIGNEY (ICPEF, HDR) et S. FOUVRY (Directeur de recherche CNRS)

Président du jury : C. STOLZ (Directeur de recherche CNRS)

Composition du jury : C. LANGLADE (Directrice de l'IRTES-LERMPS, Rapporteur)

D. NELIAS (Professeur INSA, HDR, Rapporteur)

K. HOLMBERG (Professeur VTT, Examineur)

