



HAL
open science

Analyse et optimisation des surfaces des chemises de moteurs thermiques

Costin Caciu

► **To cite this version:**

Costin Caciu. Analyse et optimisation des surfaces des chemises de moteurs thermiques. Engineering Sciences [physics]. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2006. English. NNT: . pastel-00002512

HAL Id: pastel-00002512

<https://pastel.hal.science/pastel-00002512>

Submitted on 26 Jun 2007

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.



**Analyse et optimisation des surfaces
des chemises de moteurs thermiques**

THÈSE

présentée à
l'École Nationale Supérieure des Mines de Paris
par

Costin Alin CACIU

pour obtenir le titre de
DOCTEUR
en
MORPHOLOGIE MATHÉMATIQUE

Soutenue le 15 Mai 2006 à Fontainebleau devant le jury composé de :

Dominique JEULIN *Président du jury*
Guy MONTEIL *Rapporteur*
Hassan ZAHOUANI *Rapporteur*
Gabriel CAVALLARO *Examineur*
Michel JOURLIN *Examineur*
Etienne DECENCIÈRE *Directeur de thèse*

Remerciements

Cette thèse est la dernière étape de ma formation professionnelle. Je voudrais exprimer ma reconnaissance ici à tous ceux qui y ont participé, aussi bien sur le plan professionnel que personnel, mais également à tous ceux qui m'ont soutenu, lors des étapes précédentes, pour en arriver là.

Je voudrais remercier :

Etienne DECENCIÈRE pour avoir été un directeur de thèse exemplaire, pour sa confiance, son aide, ses suggestions et ses critiques, pour sa disponibilité et les corrections de cet ouvrage. Dominique JEULIN pour son suivi régulier et attentif des travaux, pour ses suggestions et ses corrections. Les deux ont contribué de manière conséquente à mon évolution professionnelle et personnelle pendant ces trois années de thèse.

Fernand MEYER, directeur du Centre de Morphologie Mathématique, pour m'avoir donné la possibilité de préparer ma thèse ici.

Catherine MOYSAN, une habituée de cette rubrique, pour ses corrections et son aide "maternel" sur le plan administratif. Laura ANDRIAMASINORO pour ses corrections et son aide sur le plan bibliographique.

L'ensemble des partenaires du projet ADEME, qui ont suivi les avancées de ce travail lors des réunions du groupe. Je remercie en particulier Guy MONTEIL et Christophe VINCENT du Laboratoire de Microanalyse de Surface, École de Micromécanique de Besançon, pour leur collaboration, leur disponibilité et le travail fourni autour des tests expérimentaux, indispensables à la finalisation de ce travail. Gabriel CAVALLARO de PSA Peugeot Citroën pour sa collaboration.

Les membres du jury pour avoir examiné et commenté ce travail.

L'ensemble des chercheurs du CMM qui ont "supporté" un pseudo morphologue au sein de leur groupe et qui ont rendu mon séjour ici très agréable et fertile. Je pense notamment à Bea, Eva, Jean-Claude, Jésus, Michel, Marc, Petr, Serge.

Les thésards, les collègues et les amis que j'ai rencontré à Fontainebleau. Je pense en particulier à Thomas et tous les moments passés ensemble, Raffi et nos agréables "querelles", Gabriel et son esprit joueur, Eric & Martha et les soirées passées ensemble, Romain et ses soirées, Laurence et ses recettes de "sorcière", Mathilde et les soirées cinéma, Mathilde BOEHM et les cafés pris ensemble, Jaromir et les discussions sans fin, Vincent et sa voisine, Francis et ses 3B, Richard et sa bonne humeur, Marc, Miguel, Nicolas et ses excellents DVDs, Aurélien et ses drôles histoires, Emmanuel, Jean, Rosalie qui a considérablement "enrichi" mon vocabulaire, David, Aurélie et son chat, François & Caroline & les animaux, Hugo, Thomas & Sunsea.

Les amis et ceux qui ont participé à mon excellent séjour à Fontainebleau et en France : Sherban, Christian & Claudia, Julius & Miha, Jacky, Diego, Cristi, Marius & Marian, Stelu & Hélène, Alexandra, Mădălina. Les amis et ceux qui m'ont soutenu d'ailleurs :

Mirela, Raluca & Călin, Popo, Cioc, Miki & Cristina, Grigofescu, Sorin, Găbitza.

Les professeurs que j'ai rencontrés au cours de ma formation, et en particulier Doamna Cioabă, Doamna Cantaragiu et Doamna Popa qui ont marqué leur empreinte sur ma personnalité.

Ma famille et mes proches pour leur amour et leur soutien.

ABSTRACT

Analysis and optimisation of the liner surface topography for combustion engines

Costin Alin CACIU

Centre of Mathematical Morphology, Paris School of Mines

Nowadays, the improvement of the efficiency of the combustion engines in the automotive field is the main key towards greenhouse gas (GHG) emission reduction. The performance of a combustion engine is tightly related to the friction force between the cylinder liner and the piston rings. It is believed that this friction can be significantly reduced by optimising the surface topography of the cylinder.

Traditionally, deterministic models or expensive experimental tests are used to solve these issues. We study here a numerical optimisation approach of this surface, the main purpose being the friction loss reduction, and without prejudice to the oil consumption. This approach consists in four numerical tools, described as follows.

A previous work in this field by Decencière and Jeulin using mathematical morphology techniques provided us with surface **analysis**, decomposition and simulation tools. We use these tools here for the analysis, filtering, decomposition or correction of the liner surface images.

A tool for texture **simulation** under constraints has been developed in order to generate new liner surface textures, characterised by better friction and oil consumption performances than those presented by a reference surface (M50). These new textures constitute the search space for latter optimisation tasks.

The 3D incompressible viscous flow of a fluid dragged by a smooth plate over a rough surface is studied within the framework of a friction **prediction** tool for the hydrodynamic contact between the liner and the segments. Navier-Stokes and Reynolds equations are used for the numerical resolution of the flow. The algorithms are tested by analysing and comparing their results with analytically known flows and the physical model will be validated by the experimental results provided by our partners. This 3D tool will enable us to compute local or global physical measures like friction power loss, drag, load or fluid flow and to come to significant results concerning the influence of the surface topography on the contact tribological performance.

Finally, the parametric **optimisation** of the liner surface texture is performed, over textures generated by the simulation tool and using as objective function the friction prediction tool, in order to find out useful information about the optimal values taken by the parameters of the new simulated textures. In parallel, stochastic optimisation tools have been developed in order to operate an exhaustive shape optimisation task of the elementary motifs encountered in the periodic texture definition. In the end, new liner surface textures are proposed for experimental tests.

RÉSUMÉ

Analyse et optimisation des surfaces des chemises de moteurs thermiques

Costin Alin CACIU

Centre de Morphologie Mathématique, École des Mines de Paris

Dans le secteur automobile, la réduction de l'émission des gaz à effet de serre (CO_2) passe par l'amélioration du rendement des véhicules ; pour cela, la réduction des pertes par frottement est actuellement privilégiée.

Nous nous intéressons dans cette thèse à l'étude de la topographie des surfaces des chemises de moteurs afin de réduire le frottement entre la chemise et les segments du piston, sans détériorer la consommation d'huile.

Nous avons axé notre travail sur le développement de quatre outils numériques que nous présentons dans ce qui suit.

Lors des travaux antérieurs sur le même sujet, des outils d'**analyse**, de décomposition et de simulation de surface ont été développés par Decencière et Jeulin, grâce aux apports de la morphologie mathématique. Nous les utilisons dans le cadre de notre travail aux fins d'opérations d'analyse, filtrage, décomposition ou correction d'images.

Un outil de **simulation** de textures est développé afin de générer de nouvelles surfaces, meilleures en termes de frottement et de consommation d'huile, tout en respectant certaines contraintes fonctionnelles par rapport aux paramètres d'une surface de référence.

Un modèle de **prédiction** du frottement hydrodynamique entre segment et chemise est développé. Cet outil permet, notamment, de remplacer des expériences souvent coûteuses ou difficiles à mener. En partant de la résolution des équations de Navier-Stokes ou de Reynolds, l'écoulement 3D entre la chemise et les segments (animés d'une vitesse donnée par la cinématique du système) est simulé. Après la validation du modèle en le confrontant avec des écoulements analytiques simples ou des mesures expérimentales, il est utilisé pour remonter à de nombreuses mesures globales ou locales permettant d'évaluer les performances des surfaces en termes de frottement, charge, transport de lubrifiant, etc.

Des travaux d'**optimisation** de texture sont menés, ayant comme critère de classification les mesures fournies par l'outil de prédiction, afin d'obtenir des enseignements importants sur les valeurs optimales de certains paramètres des textures. Un outil d'optimisation stochastique de formes est également développé, dans le but de mener une optimisation plus exhaustive des motifs élémentaires des textures de surface périodiques. Enfin, à partir des résultats obtenus à la suite de ces travaux d'optimisation, des nouveaux dessins de surface, générés à l'aide de l'outil de simulation, sont soumis aux tests. Ces nouvelles textures présentent des performances a priori intéressantes, qui mériteraient d'être vérifiées expérimentalement.

Table des matières

1. Introduction	1
1.1. Le contexte automobile	2
1.1.1. Les moteurs thermiques	2
1.1.2. Le contact segments-piston-chemise (SPC)	7
1.2. Démarche	11
1.2.1. État de l'art	11
1.2.2. Les actions passées, projet PREDIT	14
1.2.3. Objectifs, projet ADEME	21
1.3. Conclusion	24
2. Outils d'analyse et de traitement d'images	25
2.1. Description des images PREDIT	25
2.2. Caractérisation des surfaces	26
2.2.1. Histogrammes des hauteurs et Ra	26
2.2.2. Granulométries	27
2.2.3. Profils intégrés	31
2.2.4. Bilan des mesures	32
2.2.5. Conclusion	34
2.3. Simulation de surfaces striées	34
2.3.1. Filtrage	34
2.3.2. Modélisation	36
2.3.3. Résultats	38
2.3.4. Conclusion	38
2.4. Décomposition de la texture des chemises de moteurs	39
2.4.1. Filtre alterné séquentiel	39
2.4.2. Décomposition de la texture	40
2.4.3. Résultats et commentaires	40
2.4.4. Conclusion	44
2.5. Étude du contact entre la chemise et le segment	44
2.5.1. Mise en contact de deux solides	44
2.5.2. Volume interstitiel	45
2.5.3. Surface réelle de contact	47
2.5.4. Étude géodésique	48
2.5.5. Conclusion	52
2.6. Conclusion	52

3. Simulation des textures de surface	53
3.1. Surface de référence	53
3.2. Contraintes fonctionnelles	54
3.2.1. Pression de contact maximale (P_{cmax})	54
3.2.2. Volume d'huile par unité de surface (V_{hs})	56
3.3. Modélisation	57
3.3.1. Paramètres	57
3.3.2. Disposition	60
3.3.3. Contraintes sur les paramètres	64
3.4. L'outil de simulation	65
3.4.1. Entrées	65
3.4.2. Calcul des paramètres géométriques	65
3.4.3. Génération de la surface	66
3.4.4. Écriture des données	67
3.4.5. Exemples	67
3.5. Conclusion	69
4. Prédiction du frottement : modélisation du contact hydrodynamique	71
4.1. Modèle géométrique	72
4.2. Modèle physique	73
4.2.1. Hypothèses	73
4.2.2. Conditions aux limites	73
4.2.3. Conditions de cavitation	75
4.3. Équations	76
4.3.1. Équations de Navier-Stokes	76
4.3.2. Équation de Reynolds	77
4.4. Conclusion	78
5. Prédiction du frottement : résolution numérique	79
5.1. Résolution numérique des équations de Navier-Stokes	79
5.1.1. Discrétisation du domaine	80
5.1.2. Discrétisation et linéarisation des équations	81
5.1.3. Techniques de Relaxation	83
5.1.4. Techniques de Prédiction-Correction	86
5.2. Résolution de l'équation de Reynolds	94
5.3. Méthodes retenues	95
5.4. Conclusion	95
6. Prédiction du frottement : validation	97
6.1. Mise en œuvre de l'outil de prédiction	97
6.1.1. Architecture	97
6.1.2. Mesures physiques globales	98
6.1.3. Épaisseur du film d'huile	100
6.1.4. Exemple de simulation	101

6.1.5.	Validation : les étapes	102
6.2.	Validation théorique	103
6.2.1.	Écoulement <i>Couette plan</i>	103
6.2.2.	Écoulement sur des profils simples	106
6.2.3.	Écoulement sur des surfaces rugueuses réelles	107
6.2.4.	Convergence	108
6.2.5.	Conditions aux limites restrictives	110
6.2.6.	Conditions de cavitation	111
6.2.7.	Résolution & Précision	113
6.2.8.	Sens de calcul (<i>Gauss-Seidel</i>)	114
6.2.9.	Conclusion	115
6.3.	Validation expérimentale : données tribomètre ADEME	115
6.3.1.	Les surfaces ADEME	115
6.3.2.	Traitement des données	123
6.3.3.	Résultats	125
6.4.	Validation expérimentale : données SPC PREDIT	127
6.4.1.	Traitement des images PREDIT	127
6.4.2.	Résultats	128
6.5.	Conclusion	130
7.	Prédiction du frottement : analyse des résultats	131
7.1.	Grandeurs physiques et mesures locales	131
7.1.1.	Champs de vitesse et de pression	132
7.1.2.	Forces d'inertie et forces visqueuses	133
7.1.3.	Vorticité	135
7.1.4.	Frottement local	137
7.2.	Mesures globales	141
7.2.1.	Débits	141
7.2.2.	Valeurs moyennes globales	142
7.3.	Comportement du modèle de prédiction	142
7.3.1.	Taille des échantillons de surface	142
7.3.2.	Paramètres d'entrée variables	143
7.3.3.	Corrélation avec les performances moteur	150
7.4.	Mesures physiques et critères d'optimisation	151
7.5.	Conclusion	152
8.	Optimisation des textures de surface	155
8.1.	Étude de la rugosité	155
8.1.1.	Influence de la rugosité sur le frottement	156
8.1.2.	Filtrage progressif des textures de surface	160
8.2.	Étude paramétrique de la texture	170
8.2.1.	Motifs et profils géométriques simples	173
8.2.2.	Angle des striations	176
8.2.3.	Interaction entre deux motifs voisins de la texture	183

Table des matières

8.2.4. Volume d'huile par unité de surface optimal	187
8.3. Optimisation stochastique de formes	190
8.3.1. Modélisation	190
8.3.2. Méthodes d'optimisation	191
8.3.3. Optimisation sous contraintes par Algorithmes Génétiques	191
8.3.4. L'outil d'optimisation stochastique de formes	194
8.3.5. Tests et résultats	194
8.4. Nouvelles textures de surface	203
8.4.1. Nouvelle série ADEME	203
8.4.2. Nouvelles textures de surface	205
8.4.3. Rugosité des plateaux	214
8.5. Conclusion	220
9. Conclusion	221
9.1. Synthèse des résultats	221
9.2. Perspectives	222
9.3. Autres applications	224
A. Des algorithmes en pseudo-code	225
A.1. L'outil de simulation	225
A.2. Le filtrage des images ADEME	225
A.3. L'outil de prédiction	226
A.4. L'outil d'optimisation stochastique	226
B. Résolution analytique de l'équation de Reynolds pour des profils simples	229
B.1. Profil trapézoïdal	229
Bibliographie	235

Table des figures

1.1.	Composition d'un moteur à combustion interne quatre temps classique . . .	3
1.2.	Cycle de fonctionnement d'un moteur à combustion interne quatre temps classique (source de la figure : Lombaert [1])	4
1.3.	Répartition des pertes d'énergie dans un moteur quatre cylindres essence (cf. Monteil et Lebeaud [2])	5
1.4.	Courbe de Stribeck : régimes de lubrification des composants d'un moteur	6
1.5.	Répartition de la puissance globale dans une automobile en conduite urbaine	6
1.6.	Le contact segments-piston-cylindre (SPC)	7
1.7.	Le piston et les segments	8
1.8.	Les forces qui agissent sur le segment (cf. Ejakov et al. [3])	8
1.9.	Exemple de texture de surface de cylindre	10
1.10.	Exemples d'images topographiques de surface de cylindre utilisées dans le projet PREDIT	15
1.11.	Mesures de l'évolution de la PMF en fonction du régime sur machine SPC : comparatif des performances des textures mécaniques et laser	16
1.12.	Mesures de l'évolution de la PMF en fonction du régime sur moteur V6 allumé : comparatif des performances des textures mécaniques et laser	17
1.13.	Mesures de l'évolution de la PMF en fonction du régime sur machine SPC : comparatif des performances pour des textures à striation laser interrompue	18
1.14.	Schéma des différentes tâches accomplies au CMM-ENSMP dans le cadre du projet PREDIT 97.T.0299	20
1.15.	Les outils développés au CMM-ENSMP dans le cadre du projet ADEME	23
2.1.	Texture de surface de chemise réalisée lors du projet PREDIT	26
2.2.	Histogramme des hauteurs de la chemise 12-pm	27
2.3.	Exemple de tracé 3D de la PMF en fonction de l'angle des stries et du Ra des plateaux	28
2.4.	Granulométries de la navette 18 (PM et PMH) avant essais	29
2.5.	Granulométries de la navette 18 (PM) avant et après essais	30
2.6.	Illustration du calcul du profil intégré	31
2.7.	Profils intégrés : segmentation du profil de stries	32
2.8.	Simulation de surfaces striées : illustration de la méthode de filtrage des chemises	35
2.9.	Exemple de simulation de texture avec des stries à 50°	38
2.10.	Granulométries normalisées des chemises simulées (stries à 50°)	39

Table des figures

2.11. Illustration du filtrage d'une image de chemise (navette 12-pm) par le filtre alterné séquentiel introduit ci-dessus	41
2.12. Résultats de la décomposition de la texture de l'image 12-pm	41
2.13. Représentation 3D de la décomposition de la texture de l'image 12-pm	42
2.14. Étude 3D du contact segment-chemise : illustration du contact entre deux surfaces rugueuses parallèles	46
2.15. Étude 3D du contact segment-chemise : évolution du volume interstitiel en fonction du déplacement vertical	46
2.16. Étude 3D du contact segment-chemise : vue 3D de l'espace interstitiel	47
2.17. Exemple d'évolution de la surface réelle de contact entre segment et chemise en fonction du déplacement vertical	48
2.18. Étude géodésique : exemple d'histogramme des longueurs des chemins les plus courts pour un écart d important	49
2.19. Étude géodésique : exemple d'histogramme des longueurs des chemins les plus courts pour un écart d faible	50
2.20. Étude géodésique : tracé de la PMF à 3000 t/min en fonction de la longueur moyenne des chemins minimaux pour des relevés pris au point milieu sur des chemises brutes	51
3.1. Modélisation déterministe de la surface de référence M50	53
3.2. Modélisation du contact <i>hertzien</i> segment-chemise	55
3.3. Les motifs de base de la simulation	58
3.4. Les profils de base de la simulation	59
3.5. Exemple de motif volumique élémentaire : strie triangulaire ($f_p = 1/2$)	59
3.6. Disposition régulière de motifs en maille rectangulaire	61
3.7. Disposition régulière de motifs en maille hexagonale	61
3.8. Disposition aléatoire des motifs	62
3.9. Disposition semi-aléatoire des motifs	63
3.10. Représentation en niveaux de gris d'une texture de synthèse régulière : motif circulaire à profil triangulaire disposé en maille hexagonale	67
3.11. Représentation en niveaux de gris d'une texture de synthèse semi-aléatoire : strie en disposition semi-aléatoire	68
4.1. Modélisation 3D du contact segment-chemise	72
4.2. Les conditions aux limites de type miroir + périodiques	74
4.3. Modélisation 2D du contact segment-chemise	77
5.1. Grilles orthogonales uniformes utilisées pour la discretisation du domaine	80
5.2. Modélisation 3D des conditions aux limites <i>restrictives</i>	85
6.1. Schéma de l'outil de prédiction 3D	97
6.2. Calcul de la charge exercée par le film lubrifiant sur le segment (\mathcal{P})	99
6.3. Définition de l'épaisseur du contact	100
6.4. Exemples d'images topographiques d'entrée pour la prédiction du frottement : vue 3D	101

6.5. La composante v_1 du champ de vitesse : représentation par coupes orthogonales	102
6.6. Le champ de pression : représentation par coupes orthogonales	102
6.7. L'écoulement <i>Couette plan</i>	104
6.8. Écoulement <i>Couette plan</i> : les profils de vitesse et de pression	104
6.9. Écoulement <i>Couette plan</i> : histogrammes (fréquence) des différences de pression entre simulations et solution exacte	105
6.10. Écoulement <i>Couette plan</i> : histogrammes (fréquence) des différences de vitesse entre simulations et solution exacte	105
6.11. Écoulement sur un profil trapézoïdal	106
6.12. Écoulement sur des profils simples : les profils de la vitesse et de la pression	107
6.13. Écoulement sur des surfaces rugueuses réelles : histogrammes (fréquence) des modules des forces d'inertie	108
6.14. Vitesse de convergence : aspérité simulée	109
6.15. Vitesse de convergence : surface topographique	109
6.16. Conditions aux limites <i>restrictives</i> : histogrammes (fréquence) des différences de pression entre les simulations	111
6.17. Conditions aux limites <i>restrictives</i> : histogrammes (fréquence) des différences des composantes v_1 de vitesse entre les simulations	111
6.18. Conditions de cavitation : le champ de pression sans conditions de cavitation	112
6.19. Conditions de cavitation : le champ de pression avec conditions de cavitation	113
6.20. Prédiction du frottement pour différents pas d'échantillonnage $\Delta x_{1,2}$	114
6.21. Sens de calcul : symétrie axiale de l'image d'entrée	115
6.22. Tribomètre Plint TE77 (cf. LMS-ENSMM)	116
6.23. Bavures après gravure laser (cf. LMS-ENSMM)	117
6.24. Image de surface texturée par gravure laser continue (échantillon L50)	117
6.25. Image de surface texturée par gravure laser discontinue (échantillon lms2)	118
6.26. Filtrage et mise en forme des images d'acquisition (échantillon L0) : vue 3D	119
6.27. Extraction des sous-échantillons de test représentatifs (échantillon L75)	122
6.28. Homogénéisation des échantillons ADEME : le V_{hs} avant (V_{hs}) et après (V_{hs} qISOmed) traitement	122
6.29. Variation de la force de frottement en fonction du déplacement pour l'échantillon L0 (test C10V20)	123
6.30. Variation de la force de frottement surfacique avec la vitesse pour l'échantillon L0 (test C10V20)	124
6.31. Résultats des mesures tribomètre correspondant à une vitesse de 0.9 m/s (test C10V20)	124
6.32. Prédiction des résultats tribomètre ADEME (0.9 m/s)	126
6.33. Confrontation des simulations avec les mesures tribomètre ADEME (0.9 m/s)	127
6.34. Homogénéisation de navettes PREDIT	128
6.35. Simulation des résultats PREDIT SPC (3000 t/mn)	129
6.36. Confrontation des simulations avec les mesures PREDIT SPC (3000 t/mn)	130
7.1. Échantillon de surface laser PREDIT M50L50	132

Table des figures

7.2. Vitesse : lignes de courant dans le contact	132
7.3. Vitesse : lignes de courant au dessus de la surface rugueuse	133
7.4. Pression : champ de niveaux au dessus des stries	134
7.5. Pression : champ de niveaux dans les stries	134
7.6. Forces d'inertie : champ de niveaux du module	135
7.7. Forces visqueuses : champ de niveaux du module	136
7.8. Rapport entre les modules des forces d'inertie et des forces visqueuses (Re) : surfaces iso à 1	136
7.9. Vorticité : champ de niveaux du module	137
7.10. Vorticité : surfaces iso du module à 0.44 ms^{-1}	138
7.11. Puissance dissipée par frottement localement : représentation par coupes orthogonales	138
7.12. Puissance dissipée par frottement localement : champ de niveaux	139
7.13. Puissance dissipée par frottement localement : surfaces iso à 1.5×10^5 mW/mm^3	139
7.14. Comparaison entre la topographie de la surface et la carte de puissance dissipée par frottement	140
7.15. Calcul des débits moyens	141
7.16. Influence de la taille des échantillons : puissance dissipée par frottement	143
7.17. Influence de la taille des échantillons : coefficient de frottement	144
7.18. Variation de la vitesse : puissance dissipée par frottement	145
7.19. Variation de la vitesse : coefficient de frottement	145
7.20. Variation de l'épaisseur du contact : puissance dissipée par frottement	146
7.21. Variation de l'épaisseur du contact : coefficient de frottement	146
7.22. Variation de la densité du lubrifiant : puissance dissipée par frottement	147
7.23. Variation de la densité du lubrifiant : coefficient de frottement	147
7.24. Variation de la viscosité du lubrifiant : puissance dissipée par frottement	148
7.25. Variation de la viscosité du lubrifiant : coefficient de frottement	148
7.26. Variation de la pression : coefficient de frottement	149
7.27. Variation de la pression : surcharge sur le segment exercée par les stries (uniquement)	149
7.28. Simulation des résultats PREDIT à 3000 t/mn : force de frottement sur- facique	150
8.1. Exemple de rugosité périodique en dents de scie (dscie32-02)	156
8.2. Exemple de combinaison de deux rugosités en dents de scie de périodes et amplitudes différentes (dscie32-02+r04-01)	156
8.3. Influence de la rugosité : puissance dissipée par frottement	157
8.4. Influence de la rugosité : force de frottement par unité de surface	158
8.5. Influence de la rugosité : coefficient de frottement	159
8.6. Influence de la rugosité : puissance dissipée par frottement en fonction du Ra	159
8.7. Influence de la rugosité : coefficient de frottement en fonction du Ra	160

8.8. Influence de la rugosité : analyse locale de la puissance dissipée par frottement	161
8.9. Influence de la rugosité : analyse locale du champ de pression	162
8.10. Filtrage progressif des textures de surface : évolution de la puissance dissipée par frottement	165
8.11. Filtrage progressif des textures de surface : évolution de la charge exercée sur le segment	166
8.12. Filtrage progressif des textures de surface : évolution du coefficient de frottement	167
8.13. Filtrage progressif des textures de surface : évolution de la puissance dissipée par frottement en fonction du Ra	168
8.14. Filtrage progressif des textures de surface : évolution du coefficient de frottement en fonction du Ra	169
8.15. Filtrage progressif des textures de surface : comparaison de la variation de la puissance dissipée par frottement à deux vitesses différentes, 4 et 13 m/s , pour la série des images originales	170
8.16. Filtrage progressif des textures de surface : analyse locale de la puissance dissipée par frottement	171
8.17. Filtrage progressif des textures de surface : analyse locale du champ de pression	172
8.18. Profils géométriques simples	173
8.19. Motifs géométriques simples	173
8.20. Motifs et profils géométriques simples : évolution des puissances dissipées par frottement	174
8.21. Motifs et profils géométriques simples : comparaison des coefficients de frottement	175
8.22. Motifs et profils géométriques simples : comparaison des débits sur l'axe x_1	175
8.23. Motifs et profils géométriques simples : comparaison des débits sur l'axe x_2	176
8.24. Motifs et profils géométriques simples : analyse locale de la puissance dissipée par frottement (partie 1)	177
8.25. Motifs et profils géométriques simples : analyse locale de la puissance dissipée par frottement (suite)	178
8.26. Motifs et profils géométriques simples : analyse locale du champ de pression (partie 1)	179
8.27. Motifs et profils géométriques simples : analyse locale du champ de pression (suite)	180
8.28. Texture de synthèse : variation de l'angle entre deux stries triangulaires croisées	181
8.29. Angle des striations variable : évolution de la puissance dissipée par frottement	182
8.30. Angle des striations variable : évolution du coefficient de frottement	182
8.31. Angle des striations variable : évolution du débit sur l'axe x_2	183
8.32. Interaction entre deux motifs voisins de la texture : variation du positionnement	184

Table des figures

8.33. Écart longitudinal variable : évolution de la puissance dissipée par frottement	184
8.34. Écart longitudinal variable : évolution du coefficient de frottement	185
8.35. Écart transversal variable : évolution de la puissance dissipée par frottement	186
8.36. Écart transversal variable : évolution du coefficient de frottement	186
8.37. Écart transversal variable : débit sur l'axe x_2	187
8.38. Texture périodique de surface : pores à profil trapézoïdal disposés en maille rectangulaire	188
8.39. V_{hs} optimal : comparaison des résultats	189
8.40. Forme 3D à optimiser	190
8.41. Représentation discrète (grossière) du motif à optimiser : les zones sombres sont en creux	191
8.42. Algorithmes génétiques : le schéma général classique	192
8.43. Algorithmes génétiques : codage standard d'une image	193
8.44. Les opérateurs de reproduction sous contraintes	194
8.45. Homogénéisation des nouveaux échantillons ADEME : le V_{hs} avant (V_{hs}) et après (V_{hs} qISOmed) traitement	204
8.46. Nouvelle série ADEME : comparaison des coefficients de frottement avec les mesures expérimentales (LMS-Ffs v0.9) et les prédictions antérieures (CMM- μ v0.9)	205
8.47. Nouvelle série ADEME : comparaison des débits sur l'axe x_2	206
8.48. Nouvelles textures de surface : représentations 3D des textures de synthèse périodiques	208
8.49. Nouvelles textures de surface : représentations 3D des textures de synthèse en disposition semi-aléatoire	209
8.50. Nouvelles textures de surface : comparaison des puissances dissipées par frottement	210
8.51. Nouvelles textures de surface : comparaison des forces de frottement par unité de surface	210
8.52. Nouvelles textures de surface : comparaison des charges hydrodynamiques exercées sur le segment	212
8.53. Nouvelles textures de surface : comparaison des coefficients de frottement	212
8.54. Nouvelles textures de surface : comparaison des débits sur l'axe x_1	213
8.55. Nouvelles textures de surface : comparaison des débits sur l'axe x_2	214
8.56. Nouvelles textures de surface : analyse locale de la puissance dissipée par frottement	215
8.57. Nouvelles textures de surface : analyse locale du champ de pression	216
8.58. Rugosité des plateaux : représentations 3D des rugosités de plateaux	217
8.59. Rugosité des plateaux : comparaison des forces de frottement	218
8.60. Rugosité des plateaux : comparaison des charges hydrodynamiques exer- cées sur le segment	219
8.61. Rugosité des plateaux : comparaison des coefficients de frottement	219
B.1. Contact avec un profil trapézoïdal	229

Liste des tableaux

2.1. Profils intégrés : mesures effectuées sur les navettes brutes d'usinage . . .	33
2.2. Profils intégrés : mesures effectuées sur les navettes après essais	33
2.3. Mesures effectuées sur les navettes filtrées	36
2.4. Mesures effectuées sur les simulations de chemises avec un angle de 14° . .	36
2.5. Mesures effectuées sur les simulations de chemises avec un angle de 50° . .	37
2.6. Mesures effectuées sur les simulations de chemises avec un angle de 70° . .	37
2.7. Décomposition de la texture : mesure de <i>Ra</i> pour les navettes avant essais	43
2.8. Décomposition de la texture : mesure de <i>Ra</i> pour les navettes après essais	43
2.9. Décomposition de la texture : moyenne du <i>Ra</i> des stries et des plateaux avant et après essais	44
6.1. Exemple de prédiction - paramètres du contact	101
6.2. Écoulement <i>Couette plan</i> : paramètres du contact	103
6.3. Écoulement sur des profils simples : paramètres de simulation	106
6.4. Conditions aux limites <i>restrictives</i> : paramètres du contact	110
6.5. Conditions aux limites <i>restrictives</i> : résultats	110
6.6. Conditions de cavitation : paramètres du contact	112
6.7. Résultats des prédictions pour différentes résolutions de travail	114
6.8. Temps d'usinage des échantillons ADEME	117
6.9. Mesures effectuées sur les échantillons laser continu	120
6.10. Mesures effectuées sur les échantillons laser discontinu	120
6.11. Prédiction des résultats ADEME : paramètres du contact	125
6.12. Prédiction des résultats PREDIT : paramètres du contact	128
7.1. Mesures : valeurs moyennes globales	142
7.2. Comportement du modèle de prédiction - paramètres de départ du contact	144
8.1. Influence de la rugosité : paramètres du contact	157
8.2. Filtrage morphologique progressif de la texture laser ADEME L75	163
8.3. Filtrage morphologique progressif des stries de la texture laser ADEME L75	164
8.4. Filtrage morphologique progressif de la rugosité des plateaux de la texture laser ADEME L75	164
8.5. Filtrage progressif des textures de surface : paramètres du contact	165
8.6. Motifs et profils géométriques simples : paramètres du contact	174
8.7. Optimisation stochastique : les paramètres de l'algorithme génétique . . .	195
8.8. Optimisation stochastique : paramètres du contact	195

Liste des tableaux

8.9. Optimisation stochastique : profondeur du motif constante, sans contrainte de connectivité, fonction de coût - puissance dissipée par frottement	196
8.10. Optimisation stochastique : profondeur du motif constante, avec contrainte de connectivité, fonction de coût - puissance dissipée par frottement	197
8.11. Optimisation stochastique : profondeur du motif constante, avec contrainte de connectivité, fonction de coût - coefficient de frottement	198
8.12. Optimisation stochastique : profondeur du motif constante, avec contrainte de convexité, fonction de coût - puissance dissipée par frottement	199
8.13. Optimisation stochastique : profondeur du motif variable, sans contrainte de connectivité, fonction de coût - puissance dissipée par frottement	200
8.14. Optimisation stochastique : profondeur du motif variable, avec contrainte de connectivité, fonction de coût - puissance dissipée par frottement	201
8.15. Optimisation stochastique : profondeur du motif variable, forme du motif figée (rectangulaire), fonction de coût - puissance dissipée par frottement .	202
8.16. Nouvelle série ADEME : les échantillons laser continu	203
8.17. Nouvelle série ADEME : les échantillons laser discontinu	203
8.18. Prédiction des nouvelles surfaces ADEME : paramètres du contact	204
8.19. Nouvelles textures périodiques : caractéristiques rugosimétriques des textures de synthèse iso Vhs	207

Glossaire

Abréviations

- ACEA Association des Constructeurs Européens d'Automobiles
- CsH consommation d'huile
- DIST haut moteur (distribution)
- DNS simulation numérique directe (ang. *Direct Numerical Simulation*)
- LST texture de surface par gravure laser (ang. *Laser Surface Textured*)
- MBC bas moteur (ensemble manetons-bielles-coussinets et ligne d'arbre)
- MMB microscope mécanique à balayage
- NMVEG cycle de conduite normalisé pour la mesure des émissions et de la consommation des véhicules commercialisés en Europe
- PaH accessoires moteur dont on a découplé la pompe à huile
- PMF pression moyenne de frottement
- PM point-milieu
- PMB point-mort-bas
- PMH point-mort-haut
- Ra rugosité arithmétique moyenne
- Rt hauteur maximale de rugosité
- SAE xWy désignation des grades et des limites de viscosité d'une huile selon la norme SAE (ang. *Society of Automotive Engineers*); (x) représente le grade de viscosité à froid et (y) le grade de viscosité à chaud
- SPC ensemble segments-piston-chemise

Notations

- a largeur du contact de Hertz
- a_l arrête du motif losange
- Δg échelle des niveaux d'une image
- Δx pas d'échantillonnage d'une image
- ϵ taux de dissipation de la turbulence en chaleur
- ϵ critère d'arrêt d'un algorithme
- d distance intra-motifs d'une texture périodique

Liste des tableaux

D	distance inter-motifs d'une texture périodique
e	épaisseur des stries
η	viscosité dynamique
ϕ	potentiel scalaire
$\phi_{chemise}$	diamètre de chemise de moteur
Ff	force de frottement
Ffs	force de frottement par unité de surface
f	fonction de coût
f_p	fonction volumique
Fs	force exercée par le segment sur le lubrifiant
h	hauteur du contact hydrodynamique
H	hauteur normalisée (sans dimension)
κ	échelle de Kolmogorov
l	longueur du contact hydrodynamique
L	longueur caractéristique
Λ	nombre de Bearing
$\mu_{texture}$	coefficient de frottement caractéristique d'une texture
n	dimension numérique
ν	viscosité cinématique
ω	coefficient de sous/sur-relaxation
p	pression
p_n	pression normalisée (sans dimension)
P	pression normalisée (sans dimension)
p_0	pression atmosphérique
p_{cav}	pression de cavitation
P_c	pression de contact
P_{visc}	puissance dissipée par frottement dans un fluide incompressible
q	pression auxiliaire (compressibilité artificielle)
r	rayon du motif circulaire
Re	nombre de Reynolds
ρ	masse volumique
S_c	surface de contact
S_m	surface de la maille d'une texture périodique
S_s	surface du motif d'une texture périodique
σ	tenseur des contraintes dans un fluide visqueux incompressible

- t temps
- θ angle entre les stries
- T_s taux de cavités d'une texture de surface
- v vitesse
- v_n vitesse normalisée (sans dimension)
- V_{hs} volume d'huile par unité de surface d'une texture
- v_p vitesse du segment
- W charge (pression) du lubrifiant sur le segment
- x coordonnée cartésienne
- x_n coordonnée cartésienne normalisée (sans dimension)
- X coordonnée cartésienne normalisée (sans dimension)

Liste des tableaux

1. Introduction

La protection de l'environnement est devenue une vraie préoccupation dans les pays industrialisés et fait partie de leurs politiques actuelles. Le protocole de Kyoto sur les changements climatiques, signé par un certain nombre de pays en 1997, atteste de l'engagement de ces derniers à appliquer des solutions à ces problèmes environnementaux.

Depuis le début du 20^{ème} siècle, l'essor des activités industrielles, agricoles et de façon générale des activités liées au transport, a entraîné des problèmes de pollution de l'air. Ceci a conduit les autorités nationales, puis européennes, à édicter des réglementations de plus en plus contraignantes. Ces mesures ont permis depuis les années 1970 de réduire de manière conséquente certains rejets polluants dans l'atmosphère.

On estime que l'automobile est responsable de près de la moitié des oxydes d'azote (NO_x) et des 2/3 du monoxyde de carbone (CO) produits artificiellement sur la planète. La politique de réduction des polluants émis par les transports routiers depuis trente ans porte ses fruits et tend vers des limites quasi asymptotiques qui seront atteintes aux environs de 2020. Le dioxyde de carbone (CO_2) reste exclu de ces polluants réglementés alors qu'il est fortement impliqué dans l'effet de serre qui piège le rayonnement solaire et contribue au réchauffement de la terre. Les quantités de CO_2 produites dépendent directement de la masse de carburant consommée. Elles sont en constante augmentation (prévision de +20% à échéance 2020) car le trafic et les activités industrielles n'arrêtent pas de croître. Le CO_2 émis serait responsable à 65% de cet effet de serre et les transports routiers produiraient 25% des émissions mondiales de CO_2 : les constructeurs automobiles se doivent donc de participer à la maîtrise de ces émissions. L'ACEA¹ s'est engagée à réduire les émissions moyennes des véhicules² vendus en Europe à 140 g/km pour 2008. De plus, le niveau des rejets pourrait faire encore l'objet d'un rabaissement à 120 g/km pour 2012.

Dans le secteur automobile, la réduction de l'émission des gaz à effet de serre passe donc par la réduction de la consommation du carburant. La consommation de carburant, produit de l'énergie, dont seulement une partie devient utile. Le reste sert à compenser les différentes pertes d'énergie qu'on retrouve dans un véhicule ; parmi les causes de ces pertes nous citons les plus importantes : la faible efficacité du cycle moteur (30 à 40%), les frottements mécaniques, la résistance aérodynamique et l'inertie du véhicule (pertes par freinage).

En ce qui concerne le rendement de la transformation énergétique assurée par le moteur, nous avons assisté à un progrès de toutes les fonctions concourant à ce résultat : réduction des frottements (matériaux, qualité d'usinage, équilibrage, évolution des lubri-

¹Association des Constructeurs Européens d'Automobiles.

²Ces valeurs étant mesurées sur banc à rouleaux selon le cycle normalisé européen (NMVEG) correspondant à 11 km de circulation urbaine et extra urbaine.

1. Introduction

fiant), meilleure maîtrise de la fonction refroidissement (augmentation des températures de service, thermostat piloté, maîtrise des flux internes), calages de distribution variables, optimisation du contrôle moteur grâce aux possibilités des calculateurs (autoadaptativité des cartographies, maîtrise du cliquetis, maîtrise des combustions pauvres, ...). Les gains sur toutes ces fonctions trouvent actuellement leurs limites et nous arrivons au stade où de nouvelles solutions techniques doivent être mises en place.

Pour améliorer le rendement, une solution est actuellement privilégiée : c'est la *réduction des pertes par frottement*. En effet, en diminuant le frottement qui réduit la puissance efficace du moteur, on fournit aux roues une puissance supplémentaire, permettant par la même occasion une meilleure performance et une plus faible consommation de carburant. C'est l'objectif industriel de notre travail, auquel nous allons essayer d'apporter des solutions via l'étude et l'optimisation de la topographie de surface des fûts de moteur afin de réduire le frottement au niveau segments-piston-chemise, sans détériorer la consommation d'huile. Le but final est d'aboutir à des économies de carburant notables sur des cycles de mesures des consommations standardisées.

Nous allons commencer ce chapitre avec une brève description des moteurs thermiques automobiles et des différents compartiments qui sont responsables des pertes par frottement. Le contact segments-piston-chemise auquel nous nous intéressons dans cette étude sera décrit en détail.

Nous présentons ensuite, dans la deuxième section, la démarche que nous allons suivre dans cette thèse. Premièrement, nous faisons l'état de l'art des principales avancées dans le domaine de la tribologie du contact segments-piston-chemise. Dans un deuxième temps, nous présentons les actions passées du Centre de Morphologie Mathématique sur ce sujet. Finalement, nous introduisons le cadre de travail de cette thèse et le plan que nous nous proposons de suivre par la suite.

1.1. Le contexte automobile

Actuellement, les moteurs thermiques automobiles connaissent une importante évolution avec des performances de plus en plus élevées. D'un point de vue tribologique, cela signifie des charges, des vitesses et des températures de plus en plus élevées pour les surfaces frottantes. Aussi, la maîtrise du frottement dans les mécanismes glissants est d'une importance capitale. Afin de mieux comprendre la tribologie du moteur thermique, nous allons détailler sa composition et son fonctionnement.

1.1.1. Les moteurs thermiques

Un moteur à explosion utilise un gaz inflammable (combustible + air). Ce gaz, en explosant, libère une énergie qui pousse le piston vers le bas, entraînant un ensemble de pièces mobiles qui feront avancer le véhicule. Afin de mieux comprendre le fonctionnement d'un moteur à quatre temps³ il faut connaître les pièces qui le composent ; une illustration schématique est donnée dans la figure 1.1 page ci-contre.

³type de moteur utilisé sur la quasi-totalité des véhicules de série aujourd'hui.

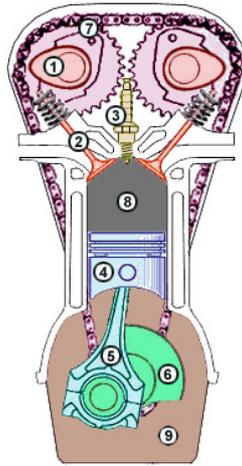


FIG. 1.1.: Composition d'un moteur à combustion interne quatre temps classique

Les pièces du moteur 4 temps

1. **Came (rouge)** : montée sur un arbre, cette pièce non circulaire sert à transformer un mouvement rotatif en mouvement de poussée.
2. **Soupape (orange)** : obturateur mobile maintenu en position fermée par un ressort. Elle s'ouvre momentanément sous la pression de la came.
3. **Bougie (jaune)** : elle fait jaillir une étincelle qui met le feu au mélange air-combustible, créant un explosion.
4. **Piston (bleu)** : pièce cylindrique mobile, qui sert à comprimer les gaz en vue d'une explosion, et qui après explosion transforme l'énergie thermique en énergie mécanique.
5. **Bielle (turquoise)** : tige rigide, articulée à ses deux extrémités. Elle transforme un mouvement linéaire en mouvement rotatif.
6. **Vilebrequin (vert)** : arbre articulé en plusieurs paliers excentrés. Transmet indirectement l'énergie mécanique à la boîte de vitesses.
7. **Distribution (violet)** : mécanisme de régulation d'entrée et de sortie des gaz à travers la chambre de combustion. Crée une parfaite coordination entre les arbres à cames et le vilebrequin.
8. **Chambre de Combustion (grise)** : chambre hermétique où est injecté le mélange air-combustible pour y être comprimé, enflammé, et créer une énergie mécanique.
9. **Lubrification (marron)** : les pièces situées sous le piston baignent dans l'huile. Cette huile n'est jamais en contact avec le dessus du piston. Elle lubrifie le vilebrequin, la bielle, le piston, et parfois c'est la même qui lubrifie la boîte de vitesse.

Le cycle à quatre temps des moteurs à explosion classiques est le cycle le plus généralement utilisé dans le domaine des transports et de l'industrie (automobiles et camions, générateurs, etc.). Ce cycle est caractérisé par quatre temps ou mouvements dans une

1. Introduction

seule direction, celle du piston. Pour réaliser les 4 étapes, le piston effectue 2 allers-retours entre les point-mort-haut⁴ (PMH) et le point-mort-bas⁵ (PMB) et le vilebrequin situé à son extrémité effectue 2 tours. Un cycle moteur correspond donc à 2 tours de vilebrequin. La figure 1.2 schématise les 4 étapes en question.

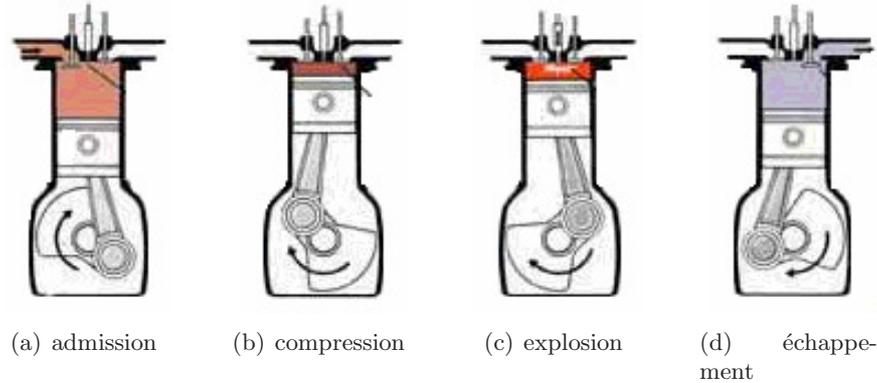


FIG. 1.2.: Cycle de fonctionnement d'un moteur à combustion interne quatre temps classique (source de la figure : Lombaert [1])

1^{er} temps - Admission Le piston descend créant une dépression (PMH \rightarrow PMB) qui aspire les gaz par la soupape d'admission dans la chambre de combustion. La soupape d'échappement reste fermée (figure 1.2(a)).

2^{ème} temps - Compression Le piston remonte, (PMB \rightarrow PMH), comprimant les gaz enfermés dans la chambre de combustion, la température augmente (400 à 600 °C). La soupape d'admission et la soupape d'échappement sont fermées (figure 1.2(b)).

3^{ème} temps - Explosion La soupape d'admission et la soupape d'échappement sont fermées. La combustion naît par l'allumage des bougies (moteur essence) ou par autoinflammation (moteur diesel). Le gradient de pression est alors élevé et provoque l'émission d'un bruit caractéristique de combustion. La pression des gaz produits par la combustion repousse le piston vers le bas (PMH \rightarrow PMB).

N.B. : C'est le seul temps moteur qui crée l'énergie pour, d'une part, relancer un cycle de quatre temps, et pour d'autre part faire avancer le véhicule (figure 1.2(c)).

4^{ème} temps - Échappement La soupape d'échappement s'ouvre, le piston remonte en chassant les gaz brûlés vers le conduit d'échappement. La soupape d'admission reste fermée (figure 1.2(d)).

Afin de réduire les pertes mécaniques par frottement et améliorer ainsi le rendement du moteur, il est important dans, une première étape, d'identifier les plus gros postes responsables de ces pertes. Pour ce faire il est courant de décomposer le moteur en différents sous-ensembles tels que :

⁴correspond à l'extrémité supérieure du cylindre où le piston a une vitesse nulle

⁵correspond à l'extrémité inférieure du cylindre où le piston a une vitesse nulle

MBC - bas moteur (ensemble manetons-bielles-coussinets et ligne d'arbre) ;

DIST - haut moteur (distribution) ;

SPC - ensemble segments-piston-chemise ;

PaH - accessoires moteur dont on a découplé la pompe à huile.

Les poids relatifs des pertes mécaniques de ces différents compartiments d'un moteur peuvent être évalués en réalisant des mesures de PMF⁶ poste à poste et ce pour diverses conditions de fonctionnement du moteur. On peut alors construire un diagramme, illustré dans la figure 1.3, qui permet de fixer la part relative du frottement imputable à ces différents compartiments du moteur. On remarque sur ce schéma que l'évolution de

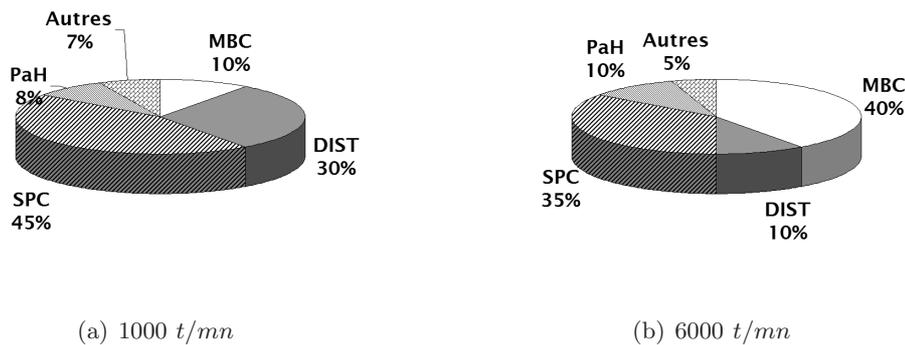


FIG. 1.3.: Répartition des pertes d'énergie dans un moteur quatre cylindres essence (cf. Monteil et Lebeaud [2])

la part des frottements en fonction du régime moteur dans les divers sous-systèmes est différente pour chacun d'eux. Ceci est directement lié au régime de lubrification principal dans lequel ils se situent, comme le montre de manière schématique la figure 1.4 page suivante. Dans cette courbe, le coefficient de frottement μ est représenté en fonction de l'épaisseur caractéristique⁷ h/R du film lubrifiant situé entre les parties en contact.

On remarque qu'en moyenne, pour les différents régimes de fonctionnement du moteur, c'est le compartiment SPC qui représente la plus grosse part des pertes par frottement (entre 40 et 50%). En conséquence, si l'on veut réduire de manière significative les pertes mécaniques d'un moteur il convient de s'attacher à les réduire en priorité dans ce compartiment du moteur.

Afin de mieux distinguer l'impact des performances de ce compartiment SPC sur les performances globales, nous représentons dans la figure 1.5 page suivante un exemple de distribution de la puissance globale générée par le carburant dans une automobile, en conduite urbaine. Ces données montrent que seulement 12% de la puissance disponible sont transmis aux roues, 73% étant perdus lors du processus de combustion et

⁶Pression Moyenne de Frottement - correspond à la pression constante théorique qui, appliquée sur le piston pendant sa course de détente, fournirait la puissance perdue par frottement.

⁷Épaisseur effective du film lubrifiant divisée par la taille caractéristique de la rugosité des antagonistes.

1. Introduction

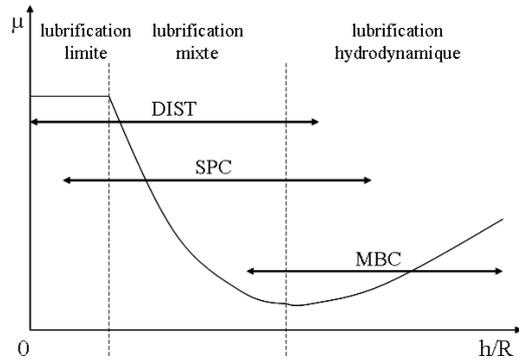


FIG. 1.4.: Courbe de Stribeck : régimes de lubrification des composants d'un moteur

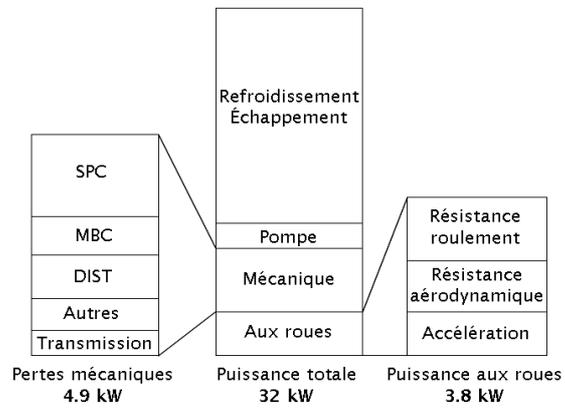


FIG. 1.5.: Répartition de la puissance globale dans une automobile en conduite urbaine

15% par pertes mécaniques (cf. Taylor [23]). A partir de ces informations, il est naturel de se rendre compte qu'une réduction d'environ 10% seulement des pertes mécaniques (ce qui correspondrait à une réduction de 25% des pertes au niveau SPC) aurait pour conséquence une réduction d'environ 1.5% de la consommation de carburant, et donc des émissions de CO_2 .

1.1.2. Le contact segments-piston-chemise (SPC)

Le rôle principal de l'ensemble segments-piston-chemise est d'assurer la transformation dans de bonnes conditions de l'énergie thermique en énergie mécanique, qui est ensuite transmise à l'arbre moteur. La figure 1.6 montre un schéma de cet ensemble.

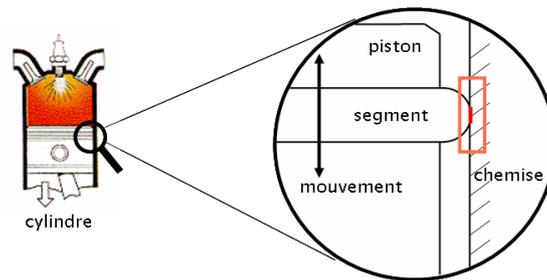


FIG. 1.6.: Le contact segments-piston-cylindre (SPC)

Dans les sections suivantes, nous allons nous intéresser plus en détail aux différentes parties qui composent cet ensemble.

1.1.2.1. Le rôle des segments

Les fonctions principales des segments sont d'isoler la chambre de combustion du carter d'huile, de distribuer et de contrôler la lubrification du cylindre, de conduire la chaleur et de stabiliser le mouvement du piston.

Dans la composition des moteurs automobiles nous retrouvons généralement deux segments de compression (coupe-feu et d'étanchéité) et un segment d'huile (racleur) (figure 1.7 page suivante). Parmi les exigences que les segments doivent satisfaire nous citons :

- frottement réduit, pour un bon rendement ;
- usure réduite, pour une durée de vie prolongée ;
- usure de la chemise du piston réduite, pour ne pas endommager la texture de la surface ;
- émissions de polluants réduites, en limitant le passage d'huile dans la chambre de combustion⁸ ;

⁸phénomène appelé Consommation d'Huile ou CsH ; désigne une mesure de la quantité d'huile brûlée dans la chambre de combustion, génératrice des gaz polluants.

1. Introduction

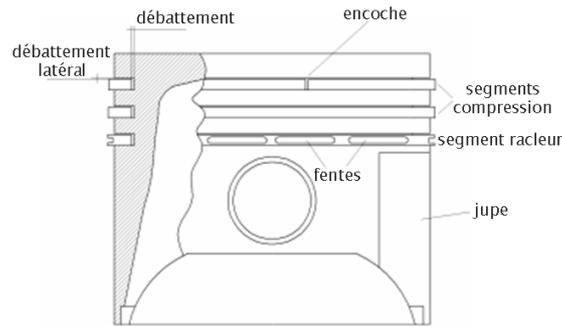


FIG. 1.7.: Le piston et les segments

- bonne étanchéité pour éviter les fuites dans la segmentation⁹, les remontés d'huile et ne pas dégrader le rendement ;
- bonne résistance à l'érosion thermo-mécanique.

1.1.2.2. La lubrification

Le contact entre le segment et le cylindre peut subir des régimes de lubrification différents, dépendant de la charge appliquée sur le segment, des variations de la rugosité ou de la disponibilité en huile.

L'épaisseur du film d'huile est fortement liée à la cinétique du segment. Cette cinétique est déterminée par les différentes forces qui agissent sur le segment, que nous présentons dans la figure 1.8.

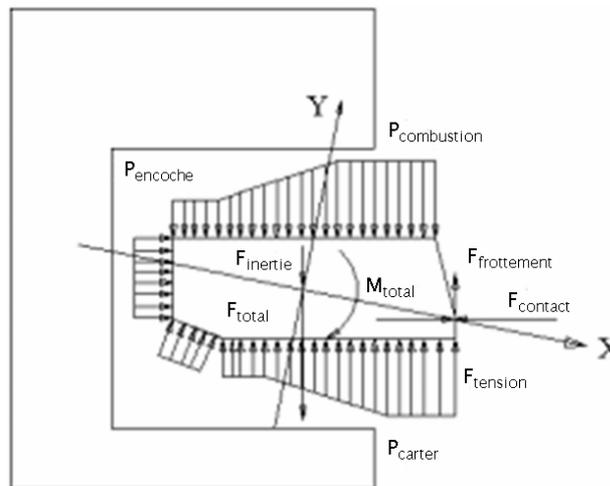


FIG. 1.8.: Les forces qui agissent sur le segment (cf. Ejakov et al. [3])

⁹phénomène connu sous le nom de *Blow-By* (ang.), qui consiste dans le passage d'une partie des gaz de combustion, à travers les segments, dans le carter d'huile ; outre la diminution du rendement, ce phénomène a comme effet secondaire la dégradation de l'huile.

Les différents régimes de lubrification possibles sont :

lubrification hydrodynamique : le film d'huile couvre toute la surface du segment ; la charge est supportée exclusivement par le film d'huile ; ces conditions apparaissent lorsque la vitesse de glissement est élevée et la pression derrière le segment faible, c.à.d. au point-milieu¹⁰ (PM).

lubrification mixte : seulement une partie du segment est lubrifiée ; la charge est supportée par le film d'huile, par les aspérités et par la pression des gaz ; elle intervient dans le voisinage des point-mort-bas et point-mort-haut, où la vitesse est faible et la pression derrière le segment élevée.

lubrification limite : la lubrification du cylindre est minimale ; la charge est entièrement supportée par les aspérités de la surface.

C'est la lubrification hydrodynamique qui est naturellement souhaitée car elle est synonyme d'usure minimale. Elle est malheureusement synonyme d'un *Blow-By* plus important (rendement détérioré) et d'une consommation d'huile plus importante (émission de polluants). Il est hélas impossible aujourd'hui, compte tenu des exigences de rendement et d'émission de polluants pour les moteurs, d'assurer ce régime de lubrification sur la totalité de la course du piston.

Selon Sui et Ariga [16], l'épaisseur du film d'huile du segment coupe-feu est généralement peu influencée par la texture du cylindre et donc les changements en frottement aussi. Ce segment génère les frottements les plus importants, dus à un contact plutôt limite qu'hydrodynamique avec le cylindre. Le segment d'étanchéité et le segment racleur en revanche génèrent des valeurs de frottement différentes suivant la texture utilisée.

Le frottement entre les segments et le cylindre est déterminé par la charge, la topographie des surfaces et la lubrification qui elle, est reliée à la viscosité et à la disponibilité de l'huile. Les expériences de Takiguchi et al. [19] avec des pistons à deux et trois segments ont montré que le nombre de segments influence le frottement SPC, mais que c'est finalement la tension des segments du piston qui détermine les pertes par frottement.

Akalin et Newaz [28] ont développé un modèle de lubrification mixte pour simuler le contact segments-piston-chemise. Les résultats de leur simulations montrent que la majeure partie du cylindre se trouve en régime de lubrification hydrodynamique. Néanmoins, le coefficient de frottement subit une légère augmentation aux point-mort-bas et point-mort-haut, en raison d'un régime de lubrification mixte. Par la suite, ils ont comparé ces données avec des résultats expérimentaux et une bonne corrélation a été trouvée.

Selon Hatamake et al. [33] la force de frottement maximale dans le contact segments-piston-chemise, qui survient en lubrification mixte au point-mort-haut, décroît avec la viscosité de l'huile, alors que la PMF, dont la plus grande partie provient de la zone hydrodynamique autour du point-milieu, augmente avec la viscosité de l'huile. Cette étude montre donc l'utilité d'un bon compromis à faire entre les risques d'usure et de grippage d'une part, et des pertes par frottement importantes d'autre part, lors du choix du lubrifiant.

¹⁰correspond au point équidistant entre le point-mort-bas et le point-mort-haut, où le piston atteint la vitesse maximale.

1. Introduction

1.1.2.3. Le rôle de la topographie des surfaces

La topographie de la surface du cylindre joue un rôle essentiel dans le cadre du contact segments-piston-chemise et influence considérablement la lubrification et le frottement ; elle est souvent le résultat d'un compromis entre une bonne isolation de la chambre de combustion et une bonne lubrification du cylindre.

Il existe aujourd'hui un consensus dans le monde automobile concernant la texture des chemises des cylindres ; la texture classique est constituée de plateaux lisses et réguliers, séparés par des stries de lubrification. Les images de la figure 1.9 montrent un exemple de surface de cylindre et ont été acquises par relevé topographique à l'aide d'un palpeur mécanique au LMS-ENSMM¹¹.

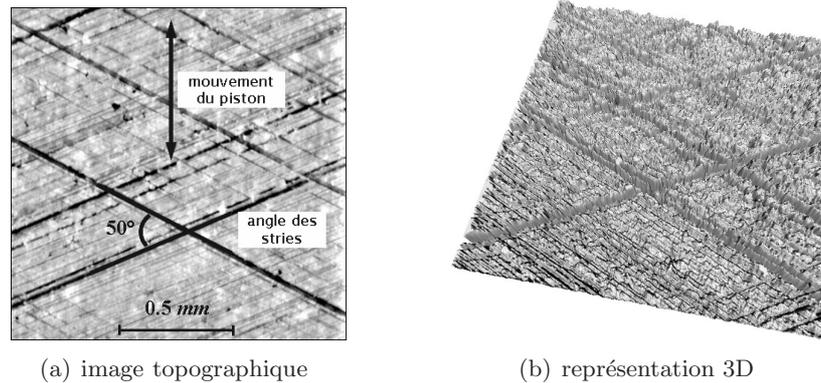


FIG. 1.9.: Exemple de texture de surface de cylindre

Ce réseau de canaux d'huile générés par le rodage de la surface du cylindre s'avère être fondamental pour la performance tribologique du contact segments-piston-chemise. Des paramètres de rugosité tels que le Ra ¹² peuvent être utilisés comme mesure de la capacité des textures de surface pour stocker du lubrifiant.

Pour obtenir ce type de surface, le cylindre est usiné en général en quatre étapes :

1. alésage, pour donner la géométrie du cylindre ;
2. rodage brut, pour la striation ;
3. rodage fin, pour obtenir la rugosité désirée ;
4. rodage de plateaux, pour le lissage.

Les stries ont en général une angularité égale à environ 50° , des largeurs d'environ $50 \mu m$ et des profondeurs de l'ordre de quelques micromètres. Quant aux plateaux, ils présentent une striation très fine correspondant à des valeurs de Ra de 0.1 à $0.2 \mu m$.

Des expériences récentes de Galligan et al. [25, 26] ont montré le rôle d'une texture optimale de la surface du cylindre sur la prévention de l'usure et du grippage. Durga et

¹¹Laboratoire de Microanalyse des Surfaces, École Nationale Supérieure de Mécanique et des Microtechniques de Besançon

¹²moyenne arithmétique de la rugosité

al. [22] ont examiné l'effet de la rugosité sur le coefficient de frottement au point-milieu. Des valeurs de coefficient de frottement $\mu = 0.12$ ont été obtenues pour un $Ra = 0.3 \mu m$, et de $\mu = 0.08$ pour un $Ra = 0.07 \mu m$; ces résultats ont été obtenus avec une huile SAE 5W30 et pour des vitesses comprises entre 100 et 450 t/mn . Des surfaces traitées plasma, même avec un $Ra = 0.3 \mu m$, ont donné des meilleures performances tribologiques que les surfaces classiques, sous les mêmes conditions de test.

A partir des éléments discutés précédemment, il apparaît de manière claire que la topographie de la surface du cylindre joue un rôle important dans la performance du contact segments-piston-chemise. Néanmoins, compte tenu de la complexité du contact SPC, le rôle précis de la texture de la chemise dans la lubrification n'est pas bien connu aujourd'hui. Des informations qualitatives et quantitatives sur la manière dont la disposition des canaux d'huile influence le frottement et la circulation du lubrifiant¹³ seraient donc des avancées importantes dans ce sens. Elles permettront notamment d'aboutir, pour une configuration SPC et un résultat désiré, à une topographie optimale.

1.2. Démarche

L'objectif de ce travail est d'optimiser la texture des chemises de cylindre via une étude approfondie du contact segments-piston-chemise. Le processus d'optimisation, ayant pour but principal l'amélioration du frottement, doit se dérouler en conservant, voir améliorant, des performances secondaires telles que l'usure des surfaces et le grippage, la consommation d'huile et l'émission des polluants. Par la suite, le traitement des surfaces peut améliorer davantage ces performances.

Avant d'exposer notre démarche, nous allons mettre en revue dans la section suivante les principales avancées dans le domaine de la tribologie du contact segments-piston-chemise et les différents ouvrages qui nous ont guidé dans notre étude. Nous allons ensuite exposer le contexte industriel de notre travail ainsi que les actions précédemment menées au CMM-ENSMP¹⁴ dans ce contexte.

1.2.1. État de l'art

D'un point de vue purement expérimental, l'analyse de Hoshi [11] montre la contribution des différents composants des moteurs aux pertes par frottement et leur influence dans la phase de conception. Le contact piston-cylindre en particulier est responsable de la majeure partie des pertes par frottement dans le moteur. Plusieurs études [9, 12, 14] traitent ces problèmes de frottement et tirent les conclusions suivantes :

- 50% environ des pertes par frottement dans les moteurs à combustion interne sont dues au contact piston-cylindre ; 70 à 80% de celles-ci sont générées par les segments ;
- la contribution de la jupe du piston aux pertes mentionnées accroit avec la diminution du débattement entre le piston et le cylindre et avec la multiplication des contacts entre les deux.

¹³et par conséquent la consommation d'huile (CsH).

¹⁴Centre de Morphologie Mathématique, École Nationale Supérieure des Mines de Paris

1. Introduction

Les frottements dans le contact segments-piston-chemise ont été mesurés par Richez et al. [10], sur un moteur non-allumé sans pression dans le cylindre. Les mesures ont montré des régimes de lubrification mixte à petite vitesse ou pour des lubrifiants de faible viscosité.

Comme nous l'avons vu dans les sections précédentes, la lubrification et la rugosité de ces surfaces sont des éléments clé pour la réduction du frottement et ont bénéficié donc d'une attention particulière dans la littérature spécialisée. Des études antérieures de Ting et Mayer [6], dont le but était de prédire l'épaisseur du film lubrifiant entre les segments et la chemise du cylindre, travaillaient avec des surfaces lisses. En 1980, le premier modèle de lubrification pour le contact SPC, en présence de rugosité, a été introduit par Rohde [8].

Ce sont Sanda et Someya [13] qui ont effectué pour la première fois une étude théorique et expérimentale sur l'effet de la rugosité des surfaces (ayant différentes amplitudes et directions) sur la lubrification du contact segment-chemise. Les auteurs montrent que l'influence de la rugosité se manifeste dans l'augmentation du frottement lorsque l'épaisseur du film lubrifiant diminue. Selon les auteurs, la rugosité a un effet significatif sur le frottement seulement aux extrémités du cylindre (PMB et PMH), lorsque le film d'huile est fin. Par ailleurs, une rugosité *grossière* et *longitudinale* (parallèle à la direction de déplacement) génère, selon cette étude, des frottements plus importants qu'une rugosité *fine* et *transversale*.

Sui et Ariga [16] ont examiné les effets de la topographie de la surface des segments sur le frottement SPC. Ils ont développé un modèle de lubrification mixte du contact segments-piston-chemise. Les résultats des simulations ont été confrontés à des résultats expérimentaux sur banc moteur. Ces résultats indiquent une possibilité de réduction du frottement atteignant les 9% par la modification de la texture des surfaces. Les auteurs concluent que si la rugosité des surfaces ne peut pas être réduite jusqu'à une valeur optimale, l'orientation des aspérités pourrait être une solution ; ils rejoignent ainsi les conclusions de Sanda et Someya [13] selon lesquelles les rugosités transversales génèrent moins de frottement. De plus, la réduction du frottement serait accompagnée par une augmentation générale de l'épaisseur du film d'huile, ce qui aurait pour conséquence une diminution du frottement également aux PMB et PMH.

Michail et Barber [17, 18] ont développé un modèle théorique du contact segment-cylindre, basé sur l'équation de Reynolds de *flux moyen* développée par Patir et Cheng [7], pour étudier les effets de la rugosité de la chemise, de l'angle de striation et du rodage des plateaux sur l'épaisseur du film d'huile dans le contact. Les auteurs constatent que l'utilisation des surfaces striées pour la chemise du cylindre augmente l'effet hydrodynamique sur les segments. Il a été montré également que les épaisseurs les plus élevées sont obtenues pour des textures de surface transversales, ce qui correspond à des angles de striation inférieurs à 45° ; ce résultat va dans le même sens que les conclusions de Sanda et Someya [13] et Sui et Ariga [16] présentées dans les paragraphes précédents.

Un modèle pour la prédiction des frottements des moteurs a été développé également par Taylor [21]. Les résultats incluent des simulations au démarrage et à chaud des pertes par frottement globales du moteur. Les résultats montrent que les pertes au démarrage sont quatre à cinq fois supérieures aux pertes à chaud, ce qui démontre l'impact de la

viscosité de l'huile (plus grande à froid) sur les frottements hydrodynamiques.

Anno et al. [5] montrent que l'utilisation des micro-aspérités est une technique efficace et contrôlable pour obtenir des effets hydrodynamiques dans les joints d'étanchéité. Etsion et al. [24] étudient des effets similaires générés par des pores hémisphériques.

Hamilton et al. [4] ont montré la manière dont les micro-irrégularités et les cavitations sont impliquées dans les phénomènes hydrodynamiques entre deux surfaces parallèles. Quant à Priest et al. [27], ils ont développé une modélisation théorique des phénomènes de cavitation dans le contact piston-segments-chemise en explorant et appliquant plusieurs modèles de cavitation gazeuse, de séparation et de réformation du film fluide. Nous allons donc tenir compte de ces phénomènes dans notre étude.

Ronen et al. [34] ont examiné le contact piston-chemise doté de segments texturés par gravure laser¹⁵. Les auteurs ont étudié les réductions de frottement apportées par la réalisation de micro-pores sur la surface des segments. Ils ont développé deux modèles de calcul, dont un plus rigoureux, qui tient compte des effets d'inertie et de l'effet de film amortisseur, et un plus approximatif, qui néglige ces deux effets. Ces études concluent que l'utilisation de micro-pores de taille et densité optimales peut amener des réductions de frottement de 30%, voire plus. Une étude expérimentale ultérieure de Ryk et al. [36] montre une bonne corrélation avec les résultats théoriques.

D'un point de vue théorique, il existe donc de nombreux modèles dans la littérature pour la lubrification du contact segments-piston-chemise. Le point commun de la plupart de ces modèles est leur fondement sur l'équation de Reynolds, qui s'applique exclusivement à des écoulements laminaires et de faible épaisseur. Cette équation incorpore les paramètres géométriques, la viscosité, la pression et les vitesses des surfaces en contact et donne en sortie la distribution de la pression, la charge, le frottement ou l'écoulement de l'huile à l'intérieur du contact.

Dans les modèles de lubrification du contact segments-piston-chemise plusieurs hypothèses simplificatrices sont généralement faites. Le lubrifiant est souvent considéré Newtonien¹⁶. Néanmoins, il existe des modèles plus sophistiqués pour lesquels la viscosité varie avec les contraintes de cisaillement (Richardson et Borman [15], Tian et al. [20]). Des conditions aux limites variées sont utilisées pour ces modèles de simulation. Les conditions de *Sommerfeld* permettent des valeurs de pression positives aussi bien que négatives. Les conditions de *Swift-Steiber* en revanche désignent les régions de pression négative comme zones de cavitation où la pression est fixée à 0.

On peut donc constater que l'étude tribologique du contact segments-piston-chemise est un sujet de grand intérêt. Malgré des résultats parfois divergents, les avancées des recherches précédentes montrent un consensus concernant le potentiel important de réduction des frottements hydrodynamiques via l'utilisation des textures de surface optimisées.

Malgré ces avancées, le sujet reste d'actualité et une meilleure maîtrise des phénomènes intervenant au niveau SPC pourrait aboutir à des meilleurs résultats et plus facilement

¹⁵ou LST - Laser Surface Textured (ang.)

¹⁶désigne un fluide qui, à température constante, a une viscosité qui reste constante quelque soit la valeur de la contrainte qui lui est appliquée.

1. Introduction

transposables en pratique, sur des moteurs série. La totalité des modèles de contact hydrodynamique segment-chemise, à notre connaissance, comportent des simplifications importantes, souvent à cause de contraintes de puissance de calcul ; ce sont des modèles 2D qui utilisent généralement l'équation de Reynolds pour décrire l'écoulement dans le contact. Nous pensons qu'une modélisation numérique 3D du contact segment-chemise, plus complète et utilisant les équations de Navier-Stokes, donnerait des informations plus riches sur les performances tribologiques des surfaces et permettrait par là même de s'attaquer à des phénomènes comme la consommation d'huile, via l'étude des débits d'huile dans le contact.

1.2.2. Les actions passées, projet PREDIT

Dans le cadre d'un projet financé par le Programme de recherche et d'innovation dans les transports terrestres (PREDIT 97.T.0299), plusieurs partenaires industriels, Renault, PSA, ESSO et JPX, et deux laboratoires, le LMS-ENSMM¹⁷ et le CMM-ENSMP¹⁸, ont démarré en 1998 un projet commun d'une durée de 3 ans pour améliorer les performances des moteurs par optimisation de l'usinage des chemises des cylindres. L'intitulé du projet était *Optimisation des états de surface de chemises de moteurs en vue de réduire les frottements entre segments-piston et chemises. Utilisation d'outils nouveaux : analyse de surface et morphologie mathématique* et les trois axes principaux de l'étude concernaient :

- l'amélioration du rendement
- la baisse de la consommation d'huile
- l'amélioration de la longévité

Le support pratique de l'étude est le moteur V6 essence commun à PSA et Renault.

Les deux voies d'exploration, théorique et expérimentale, sont prises en considération dans le cadre du projet. Nous allons faire, dans la section suivante, une brève description de l'ensemble des actions menées et des principaux résultats obtenus.

1.2.2.1. Description des états de surface

Plusieurs navettes de chemises de cylindre sont prévues pour la partie expérimentale, en usinage mécanique ou laser. La désignation de chaque navette est de la forme **MXMY** ou **MXLY**. **M** indique une striation mécanique classique par rodage, **L** une gravure laser et **X** et **Y** des angles de 15, 50 ou 75°. **M50L15** désigne donc une surface obtenue avec une striation mécanique à 50° des plateaux et une striation principale laser à 15°. **M50M50** (ou **M50**) sera considérée comme surface de référence dans les tests, elle correspond à la topographie utilisée actuellement sur le moteurs de série.

Dans un premier temps, des images des surfaces de cylindre ont été acquises par le LMS-ENSMM à l'aide d'un microscope mécanique à balayage. Ce sont des relevés topographiques, pris au point-milieu et au point-mort-haut, des différentes navettes de test, avant et après essais.

¹⁷Laboratoire de Microanalyse des Surfaces, École Nationale Supérieure de Mécanique et des Microtechniques de Besançon

¹⁸Centre de Morphologie Mathématique, École Nationale Supérieure des Mines de Paris

La figure 1.10 illustre deux acquisitions réalisées sur deux navettes différentes. La figure 1.10(a) représente l'image topographique de la surface de référence M50M50 obtenue exclusivement par striation mécanique. L'image de la figure 1.10(b) correspond à la topographie d'une surface de chemise obtenue avec une striation laser à 15° et un rodage mécanique des plateaux à 50° . Les niveaux de gris résultants donnent pour un point (ou pixel) la hauteur dans une échelle donnée : les pixels les plus clairs correspondent aux cotes les plus importantes. Les images font 512×512 pixels en 16 bits flottants et le pas d'échantillonnage de toutes les images est le même, $3.0 \mu m$. L'échelle des niveaux est de $0.012 \mu m/niveau$.

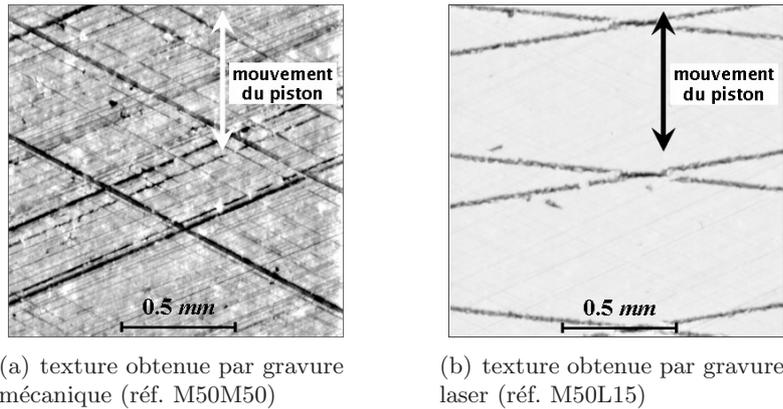


FIG. 1.10.: Exemples d'images topographiques de surface de cylindre utilisées dans le projet PREDIT

A partir de ces acquisitions, le LMS-ENSMM a réalisé des descriptifs détaillés des états de surface ainsi que des mesures classiques de rugosité (Ra), avant et après essais.

Une première analyse des navettes montre que la texture des cylindres peut être décrite comme un plateau parcouru par des stries suivant deux directions principales ; l'angle entre les striations est de 15 , 50 ou 75° selon la navette. La largeur et la profondeur des stries est très variable, allant de quelques microns à $100 \mu m$ pour les plus larges ; leur profil est triangulaire. Une forte hétérogénéité est donc constatée.

La métrologie des navettes laser révèle des stries laser espacées de $700 \mu m$, d'une largeur moyenne de $55 \mu m$ et d'une profondeur moyenne de $7 \mu m$. Les plateaux inter-stries présentent une striation secondaire, par rodage mécanique à 50° , avec des stries fines dont l'amplitude décrite à l'aide du paramètre de rugosité Ra est de l'ordre de $0.2 \mu m$.

La comparaison des paramètres rugosimétriques avant et après essais montre que l'usure concerne plus spécifiquement la topographie des plateaux, avec des effets plus prononcés au point-mort-haut [32].

1. Introduction

1.2.2.2. Mesures des pertes par frottement

Dans un deuxième temps, la voie expérimentale prévoit deux types de mesures des pertes par frottement :

1. mesure du frottement global segments-piston-chemise sur simulateur monocylindre complet entraîné sans allumage (machine SPC) ;
2. mesure de la PMF sur moteur complet (V6) allumé (en temps réel sur banc moteur).

Dans la figure 1.11 sont représentées les mesures de la PMF sur machine SPC pour les différentes navettes testées, à différents régimes moteur. Le gain moyen de PMF consolidé

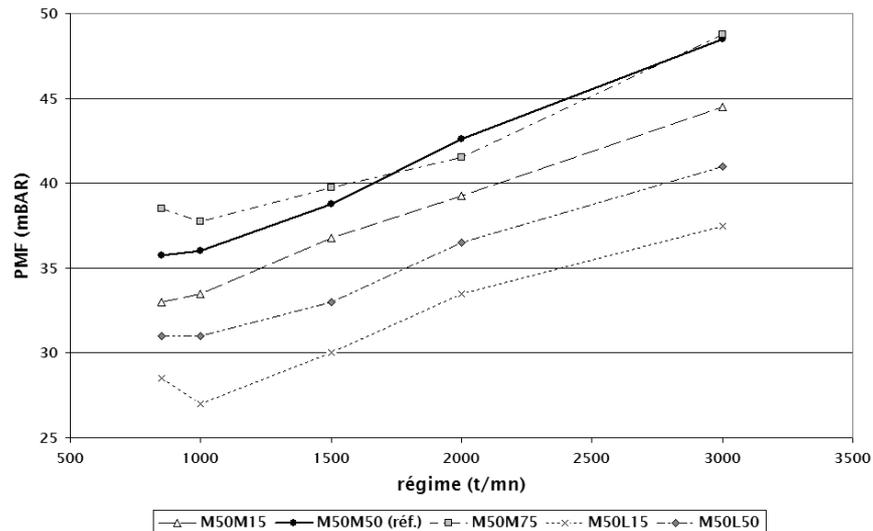


FIG. 1.11.: Mesures de l'évolution de la PMF en fonction du régime sur machine SPC : comparatif des performances des textures mécaniques et laser

sur l'ensemble des régimes de fonctionnement sur la machine SPC s'est révélé être de 19% pour la configuration M50L15 par rapport à la configuration de référence du moteur série M50M50.

A partir de ce constat, il est possible d'extrapoler le gain de PMF attendu sur un moteur V6 complet. En effet, des expériences précédentes de mesure de la PMF du moteur V6 complet ont permis d'attribuer environ 50% de celle-ci au compartiment segments-piston-chemise. Avec la réduction constatée d'environ 20% de la PMF dans la configuration M50L15 sur le seul poste segments-piston-chemise, il est donc possible d'envisager une réduction moyenne de la PMF d'environ 10% sur le moteur complet. Cette prévision a été validée par l'expérimentation. Les courbes de la figure 1.12 page suivante illustrent les valeurs des mesures de la PMF pour les configurations M50M50 (référence) et M50L15 (laser) à différents régimes moteur, à vide, avec une huile 15W40 à 90°. Ces mesures conduisent à un gain moyen de PMF d'environ 9.2%. On constate

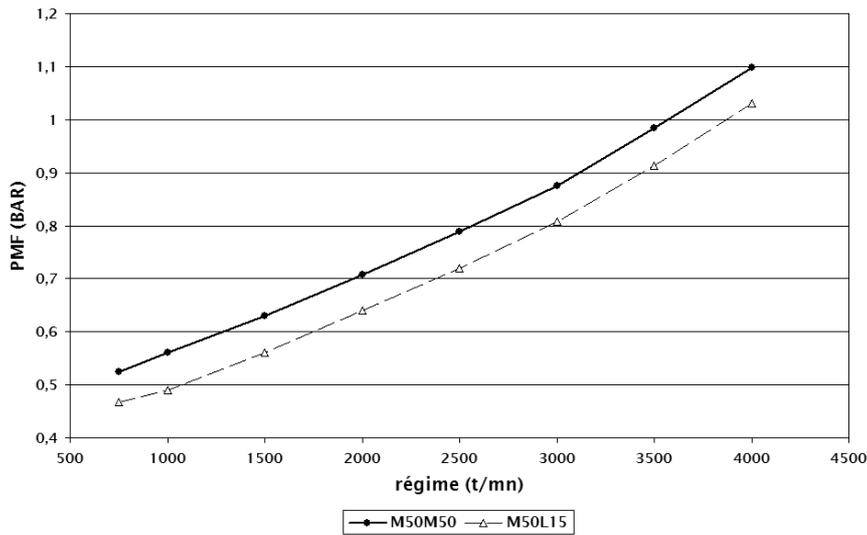


FIG. 1.12.: Mesures de l'évolution de la PMF en fonction du régime sur moteur V6 allumé : comparatif des performances des textures mécaniques et laser

également que le gain est plus consistant pour les bas régimes. Des essais effectués en charge montrent que les gains de PMF tendent à s'estomper avec la charge, sauf à haut régime (4000 t/mn).

Les résultats de cet essai sont extrêmement importants, car compte tenu de l'expérience acquise sur ce banc de mesure, il est possible, à partir du résultat de mesure de la PMF, de calculer le gain équivalent en $g\ CO_2/km$ économisés sur un véhicule dans le cycle normalisé NMVEG. Les calculs effectués selon la procédure élaborée par Renault indiquent un gain potentiel de $4.9\ g\ CO_2/km$ pour une huile 15W40, soit au-delà de l'objectif initial ($3\ g\ CO_2/km$) du projet.

Pour expliquer les résultats obtenus avec la gravure laser et poursuivre l'optimisation de la texture, diverses hypothèses ont été émises. Une d'entre elles vise la connexité des textures, à savoir la non connexité des stries réalisées par gravure laser, qui serait la cause principale des meilleures performances des textures laser. Afin de vérifier cette hypothèse, il a donc été procédé à des essais sur machine SPC avec cette fois-ci, des striations laser *interrompues*. Deux tirs laser interrompus à 15° ont été réalisés, un avec des stries de longueur $1000\ \mu m$ espacées de $1000\ \mu m$, et un avec des stries de longueur $250\ \mu m$ espacées de $125\ \mu m$. La figure 1.13 page suivante illustre les résultats obtenus en comparaison avec les précédentes mesures effectuées sur machine SPC.

On constate une augmentation générale de la PMF sur tous les régimes de fonctionnement ayant fait l'objet de la mesure et d'un accroissement moyen de 8.75% de la PMF pour la première configuration de tir interrompu testée par rapport à la configuration optimisée de référence M50L15. Ces résultats permettent d'écarter l'hypothèse selon laquelle la non connexité des stries mène à des meilleures performances. Il faut donc

1. Introduction

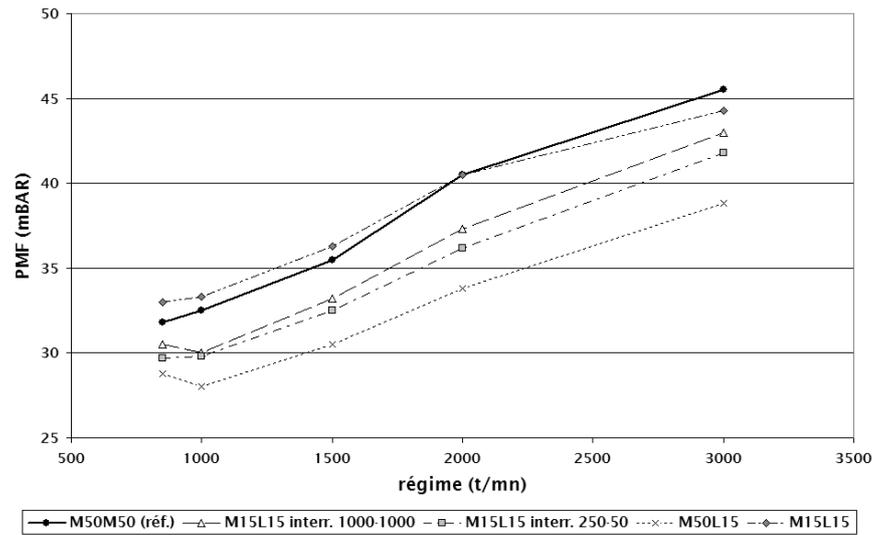


FIG. 1.13.: Mesures de l'évolution de la PMF en fonction du régime sur machine SPC : comparatif des performances pour des textures à striation laser interrompue

prendre en considération d'autres paramètres lors de la recherche d'une topographie de surface optimisée.

Un autre résultat intéressant qui ressort de ce test est le fait que le rodage des plateaux à 15° n'apporte aucun changement par rapport au rodage à 50° . En conséquence, il en découle que l'effort de frottement des plateaux n'obéit pas aux mêmes règles que celles des stries.

Des mesures expérimentales additionnelles sur tribomètre de laboratoire ont été mises en place au LMS-ENSMM pour essayer de comprendre plus en détail les résultats des tests précédents. L'étude porte sur le seul contact segment-chemise à l'aide d'un tribomètre de type Plint TE77. Des courbes de Stribeck ont été tracées pour des chemises striées à 15° et 50° (M15 et M50). Ces mesures permettent d'affirmer que l'angularité de la striation des chemises moteur joue un rôle non négligeable dans le comportement en frottement du poste segments-piston-chemise et une faible valeur d'angle (15°) se révèle plus favorable que celle de la référence (50°), confirmant ainsi les travaux menés sur machine SPC.

1.2.2.3. Analyse et modélisation des états de surface

En parallèle, de nombreux outils numériques d'analyse faisant appel au traitement d'image ont été mis en place au CMM-ENSMP. Afin de faciliter la compréhension, voici une revue de ces outils, avant de leur consacrer une description détaillée dans le chapitre suivant.

Analyse de rugosité Ce sont des outils classiques :

- histogramme des hauteurs des surfaces (courbes d'Abott),

- calcul du Ra et du Rt des surfaces.

Décomposition de surfaces C'est un outil permettant de décomposer la surface des chemises en trois composantes (cf. Decencière et Jeulin [32]) :

1. les stries,
2. le rugosité des plateaux et
3. le plateau global (analogue à une composante de très basse fréquence).

Cet outil permet l'étude séparée des stries et de la rugosité des plateaux. Une corrélation entre le Ra de la rugosité des plateaux et la PMF des essais a été constatée. Grâce à cette décomposition, une diminution de la rugosité des plateaux suite aux essais expérimentaux, surtout au point-mort-haut, est mise en évidence. En recombinaison des stries et la rugosité des plateaux, l'image de la chemise dans laquelle les très grandes structures, telles que des oscillations de périodes de plusieurs centaines de microns, ont été supprimées.

Granulométries Les granulométries sont des outils classiques de la morphologie mathématique. Elles permettent de caractériser une rugosité à plusieurs échelles. Appliquées aux images de chemises et segments elles ont permis non seulement de les caractériser, mais aussi de valider les simulations réalisées postérieurement.

Profils intégrés Afin d'effectuer une étude plus précise des stries, un outil a été mis en place qui permet de projeter les surfaces étudiées suivant une direction donnée, en pratique la direction d'une famille de stries, afin de faire ressortir ces stries et de pouvoir mesurer avec précision la forme moyenne de chacune d'entre elles.

Inversement, on peut, à partir de deux profils intégrés et des directions de stries associées, reconstruire une surface de chemise. Cette surface idéale ne contient alors que les structures à simuler.

Simulations Il s'agit d'un outil de simulation de chemises à partir de modèles de surfaces aléatoires. Le modèle choisi est celui des variétés booléennes. Les paramètres nécessaires sont :

- la densité des stries, et
- la loi bi-variable de répartition de la largeur et de la profondeur des stries.

Les simulations résultantes présentent des granulométries similaires à celles des images originales, ce qui est très satisfaisant.

Étude du contact SPC Un outil d'étude du contact entre deux surfaces rugueuses parallèles a été développé au CMM-ENSMP, grâce auquel il a été imposé soit un certain écart entre les solides, soit une certaine surface relative de contact, pour ensuite effectuer différents types de mesures.

A l'aide de cet outil il est possible de mesurer le volume de l'espace interstitiel, et par conséquent le volume de lubrifiant piégé entre les deux solides dans le cas d'un contact lubrifié.

Il est également possible de mesurer, en chaque point du volume interstitiel, la longueur du chemin le plus court passant par ce point et reliant deux régions du volume (typiquement l'entrée et la sortie du volume, dans le sens du déplacement

1. Introduction

du piston). Il en résulte l'histogramme des longueurs des chemins minimaux passant à travers le volume interstitiel.

Proposition de dessins de chemise Suite aux résultats obtenus par l'ensemble des partenaires, des nouveaux dessins de chemise ont été proposés. Ces dessins devraient, d'une part, réduire la PMF, et d'autre part, aider à avancer dans la compréhension des mécanismes qui régissent les frottements entre segment et chemise.

L'ensemble des actions menées au CMM-ENSMP est illustré dans la figure 1.14. Les

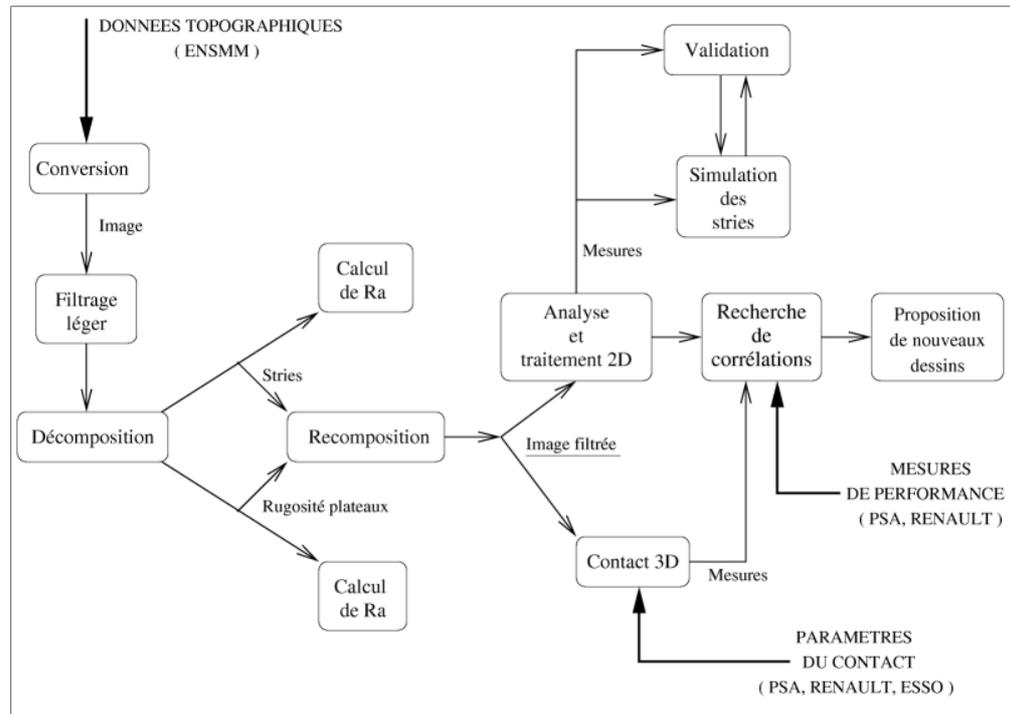


FIG. 1.14.: Schéma des différentes tâches accomplies au CMM-ENSMP dans le cadre du projet PREDIT 97.T.0299

outils d'analyse de surface cités précédemment seront repris dans notre étude actuelle et ils bénéficieront d'une description plus détaillée dans le chapitre 2 page 25.

1.2.2.4. Modélisation du frottement

Devant la difficulté d'identifier clairement la source de gain de PMF obtenu avec les striations laser testées d'une part et l'échec noté avec une striation interrompue d'autre part, un modèle *analytique* de calcul prévisionnel des efforts de frottement hydrodynamique au contact segments-piston-chemise a été élaboré au LMS-ENSMM (cf. bilan final Predit [35]). C'est un modèle d'estimation à caractère relatif, qui porte un certain nombre d'hypothèses simplificatrices, basé sur l'équation de Reynolds. Le modèle peut être ap-

pliqué à des surfaces de chemise présentant des striations continues ou interrompues à différents angles mais il n'intègre pas la rugosité des plateaux.

L'ensemble de résultats du modèle s'avère pertinent à plusieurs titres (cf. bilan final Predit [35]). Il permet de valider l'outil de calcul proposé à l'aide des mesures SPC, permettant ainsi de pouvoir évaluer par calcul les évolutions de PMF associées à de nouvelles propositions de dessins à venir de manière simple, rapide et donc peu onéreuse. De plus, le modèle a permis de prédire l'évolution de la PMF pour différents réglages de tir laser et donc de la gravure des chemises.

1.2.2.5. Conclusion du projet

Dans le cadre du projet PREDIT 97.T.0299 qui s'est achevé en 2001, il a été mis en évidence que l'état de surface des chemises moteurs influe fortement sur le frottement au niveau du contact segments-piston-chemise. Ainsi, le frottement est plus faible si l'angle de croisement des stries de lubrification diminue, si les stries sont gravées au laser et si la rugosité des plateaux inter-stries (Ra) est faible. Cette réduction du frottement est obtenue pour l'essentiel au milieu de la course du piston (régime hydrodynamique). Au global, ces évolutions ont conduit à une réduction d'environ 20% du niveau de frottement de l'ensemble segments-piston-chemise, ce qui laisse entrevoir une économie en carburant de l'ordre de 2%.

Cette réduction de consommation a été obtenue après une seule phase d'optimisation de la topographie des surfaces de cylindres de moteur. On peut donc très légitimement supposer qu'après plusieurs nouvelles itérations, le gain constaté pourrait s'avérer encore plus substantiel. Il importe donc de poursuivre ce travail pour établir de nouvelles propositions de topographies de chemises moteur plus audacieuses.

1.2.3. Objectifs, projet ADEME

Les résultats prometteurs du PREDIT 97.T.0299 ont incité les partenaires industriels (Renault, PSA et JPX) et les laboratoires de recherche (LMS-ENSMM et CMM-ENSMP) à poursuivre les travaux menés auparavant, dans le cadre du nouveau programme ADEME n°0166081 (2002-2006) avec un nouvel industriel - TOTAL - qui remplace ESSO.

L'objectif de ce projet est d'optimiser la topographie de surface des fûts de moteur - via des modèles théoriques et des validations sur bancs - afin de réduire le frottement au niveau segments-piston-chemise sans détériorer la consommation d'huile. Le but final est d'aboutir à des économies de carburant de plusieurs pour cents sur des cycles de mesures des consommations standardisées. Pour cela, les solutions proposées à l'aide d'outils topographiques des surfaces et de simulations numérique des phénomènes mis en jeu seront validées par différents moyens d'essais.

1.2.3.1. Intérêt scientifique et technique

La simulation du comportement de pièces mécaniques en contact reste limitée en raison d'un manque d'informations pertinentes sur la contribution de la morphologie globale et

1. Introduction

locale de la rugosité des antagonistes en contact. Lors du PREDIT 97.T.0299, des nouveaux descripteurs tels que la topographie tridimensionnelle ont été introduits. Cependant, il importe d'expliquer plus en profondeur le fonctionnement du contact segments-piston-chemise, d'introduire la simulation de l'écoulement en régime hydrodynamique, et de valider ces codes de calcul à l'aide d'essais plus simples.

A l'issue de cette étude, il sera alors possible de disposer d'un outil capable de simuler les phénomènes au contact segments-piston-chemise qui, appliqué à des chemises à dessin réel et surtout à dessin simulé permettra de déterminer à l'avance la performance en frottement d'un état de surface optimisé par ordinateur.

1.2.3.2. Description du projet

L'un des résultats du PREDIT 97.T.0299 a été la mise au point d'une procédure sur tribomètre au LMS-ENSMM reproduisant une partie des conditions moteur. Un tribomètre instrumenté a pu être corrélé aux résultats de mesure de la PMF sur machine SPC plus complexe. Il est donc possible d'effectuer des essais en grand nombre sur des échantillons présentant des dessins proposés. Compte tenu des résultats du PREDIT 97.T.0299, la gravure laser sera exclusivement employée pour générer les striations de l'ensemble des échantillons de test, gravure réalisée également à l'ENSMM.

Des microscopes mécaniques à balayage (MMB) seront utilisées par le LMS-ENSMM pour établir des cartographies 3D des états de surface des échantillons utilisés dans l'ensemble des expérimentations du projet. L'aspect analyse d'image complémentaire à ces descriptions spécifiques sera réalisé au CMM-ENSMP.

Un modèle d'écoulement hydrodynamique entre des parois lisses striées [35] à déjà été développé dans le cadre du PREDIT 97.T.0299 et sera mis au service du projet en vue d'aider au choix de nouveaux motifs de gravure des chemises du moteur. Parallèlement, un outil numérique 3D pour simuler l'écoulement hydrodynamique entre le segment et la chemise, cette fois-ci en intégrant la micro-rugosité de la surface via des images topographiques comme celles fournies par le MMB, sera développé au CMM-ENSMP. Ces modèles bénéficieront d'une validation à l'aide des résultats obtenus sur tribomètre.

Ces modèles aboutiront à de nouveaux types d'états de surface pour les fûts de moteur ; les plus intéressantes de ces nouvelles surfaces seront sélectionnées pour passer des mesures plus lourdes, sur moteur allumé, mesures de frottement et de consommation d'huile réalisées à l'aide des moyens mis à disposition par les partenaires industriels.

1.2.3.3. Démarche de la thèse et plan de l'ouvrage

Pour répondre aux attentes du projet, plusieurs outils *numériques* ont été développés au CMM-ENSMP, outils qui constitueront le cœur de ce travail et qui vont être exposés plus en détail dans les chapitres suivants. Ces outils permettront, en liaison avec les outils complémentaires et les moyens expérimentaux disponibles auprès des partenaires du projet, de réaliser une étude détaillée des phénomènes qui caractérisent le contact segments-piston-chemise. Outre l'aspect peu coûteux, le caractère numérique de ces outils permet d'élargir considérablement l'espace de recherche des textures candidates pour la

phase d'optimisation. La figure 1.15 illustre les interactions entre ces différents outils.

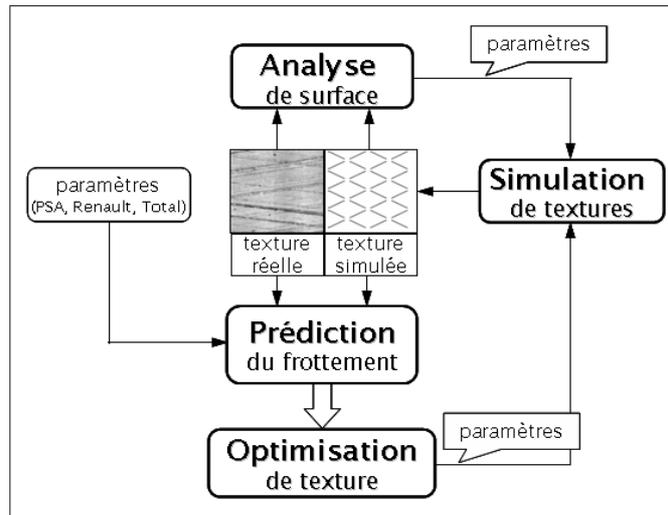


FIG. 1.15.: Les outils développés au CMM-ENSMF dans le cadre du projet ADEME

Analyse de surface Lors du PREDIT 97.T.0299, des outils d'analyse, de décomposition et de simulation de surface ont été développés grâce aux apports de la morphologie mathématique par Decencière et Jeulin [29, 30, 31]. Nous allons également nous en servir dans le cadre de notre travail aux fins d'opérations d'analyse, filtrage, décomposition ou correction d'images. L'analyse des surfaces fournit des informations utiles pour le choix des paramètres dans la phase de simulation. Une description de ces outils et de leur fonctionnalité dans le contexte de ce travail sera donnée dans le chapitre 2 page 25.

Simulation Compte tenu de la présence d'un outil de prédiction de frottement et des travaux d'optimisation de surface prévus, un outil de simulation de textures est indispensable. Le but de cet outil sera de générer de nouvelles surfaces respectant certaines contraintes fonctionnelles par rapport aux paramètres d'une surface de référence. Les outils de simulation seront détaillés dans le chapitre 3 page 53.

Prédiction Un modèle numérique prévisionnel de calcul du frottement hydrodynamique SPC sera développé. En partant de la résolution des équations de Navier-Stokes ou de Reynolds, l'écoulement 3D entre la chemise et les segments, animé d'une vitesse donnée par la cinématique du système, sera simulé. La description de ce modèle fera l'objet du chapitre 4 page 71 et la résolution numérique des équations sera traitée dans le chapitre 5 page 79.

Après validation du modèle en confrontant les résultats de celui-ci avec des écoulements analytiques simples ou des mesures expérimentales, il sera alors possible de l'appliquer à d'autres dessins de chemise réels ou simulés. La phase de validation est présentée dans le chapitre 6 page 97.

1. Introduction

Il sera alors possible de remonter à l'effort de frottement instantané au cours du cycle, ainsi qu'à diverses autres mesures. Les mesures *globales*, tels que les flux d'huile, pourraient s'avérer intéressantes pour le suivi de la consommation d'huile, tandis-que des mesures plus *locales*, telles que la puissance dissipée par frottement en chaque point pourraient donner des renseignements intéressants pour l'optimisation de la texture. Les résultats et les mesures offerts par le modèle de prédiction seront discutés dans le chapitre 7 page 131.

Optimisation Une fois les outils précédents disponibles, des travaux d'optimisation de texture peuvent être entamés, ayant comme critère de classification ou comme fonction de coût les mesures¹⁹ fournies par l'outil de prédiction. Nous allons analyser, dans un premier temps, l'influence de la rugosité sur les performances tribologiques des surfaces en contact hydrodynamique. Dans un deuxième temps, nous allons mener une recherche paramétrique des textures périodiques de surface optimales. Nous allons ensuite introduire une méthode d'optimisation stochastique, plus exhaustive, des motifs élémentaires des textures de surface périodiques. A partir des résultats obtenus à la suite des trois phases précédemment citées nous allons pouvoir procéder à une optimisation globale de la texture et fournir de nouveaux dessins de surface optimisés. Ces nouvelles propositions pourront faire l'objet de validations tout d'abord sur tribomètre, puis sur banc moteur selon les procédures normalisées de mesure de la consommation de carburant. Simultanément à l'étude des réductions de frottement une attention particulière sera portée sur la réduction concomitante de la consommation d'huile, responsable des émissions de gaz et de la diffusion de particules. Le chapitre 8 page 155 sera consacré à la description de l'ensemble des travaux d'optimisation.

1.3. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons dressé le contexte industriel de notre étude, à savoir une brève description des moteurs thermiques et de leur tribologie, les actions passées menées au CMM-ENSMP dans ce contexte, l'état de l'art des réductions des pertes par frottement dans les moteurs thermiques et la démarche à suivre qu'on s'est choisie afin de répondre aux attentes fixées.

Avant de passer à la présentation des outils développés dans le cadre de cette thèse, nous proposons, dans le prochain chapitre, une description des outils morphologiques d'analyse d'image développés lors du PREDIT 97.T.0299 et les résultats de leur application dans le cadre de cette thèse.

¹⁹de frottement, ou de transport de lubrifiant, pour la consommation d'huile.

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

Les outils morphologiques d'analyse d'images ont été développés par Decencière et Jeulin [29, 30, 31, 32] pour traiter et analyser les images de surface de cylindres acquises lors du projet PREDIT 97.T.0299 (section 1.2.2.1 page 14). Ils concernent la caractérisation des surfaces, la simulation et la décomposition des textures et l'étude du contact entre la chemise et le segment. Avant de passer à leur description détaillée, nous allons présenter les images disponibles lors du projet PREDIT 97.T.0299.

2.1. Description des images PREDIT

Les images disponibles dans le cadre du projet PREDIT 97.T.0299 proviennent de deux séries de données sur des navettes. La première correspond aux navettes brutes (avant essais) numérotées 12, 13, 17, 18, 19, 20, 21 et 23. Les deux premières ont été usinées avec un angle de 15° , les quatre suivantes avec un angle de 50° , et les deux dernières avec un angle de 75° . Deux relevés topographiques ont été effectués sur chaque navette : le premier au point-mort-haut et le deuxième au point-milieu. Les fichiers résultants portent comme nom le numéro de la navette suivi soit des lettres **pm** (point-milieu) soit **pmh** (point-mort-haut). Le deuxième lot correspond aux navettes 16, 17, 18, 19 et 20, après essais. On retrouve donc quatre navettes de la série précédente, plus une autre navette, la numéro 16, usinée aussi à 50° . De même, deux relevés ont été effectués sur chaque navette.

Ces données ont été acquises par le LMS-ENSMM à l'aide d'un palpeur mécanique. Originellement elles étaient codées sous forme de flottants ; elles ont été ensuite arrondies à l'entier le plus proche et codées sur 16 bits. Les images résultantes donnent pour un point (ou pixel) donné la hauteur dans une échelle de niveaux : les pixels les plus clairs correspondent aux cotes les plus importantes. Le pas d'échantillonnage de toutes les images est le même, $3 \mu m$ et l'échelle des niveaux est de $0.012 \mu m/niveau$. Les images font 512×512 pixels, ce qui correspond à une surface rugueuse d'environ $1.5 \times 1.5 mm^2$.

Toutes les images ainsi obtenues sont légèrement filtrées pour enlever des valeurs aberrantes peu nombreuses. Pour cela une ouverture par reconstruction [40, 47] a été utilisée, suivie d'une fermeture par reconstruction avec un élément structurant carré de taille 2×2 (en pixels). Cet opérateur efface les pics et les vallées qui ne peuvent pas contenir un carré 2×2 . La figure 2.1 page suivante montre un exemple d'image ainsi obtenue.

Comme on le voit sur l'exemple, la texture des chemises peut être décrite comme un plateau parcouru par des stries suivant deux directions principales. L'angle entre ces deux directions est un paramètre important. La forme des intersections entre stries varie

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

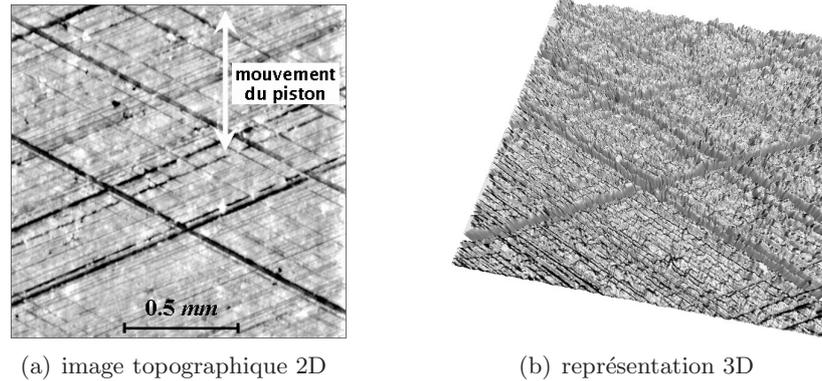


FIG. 2.1.: Texture de surface de chemise réalisée lors du projet PREDIT

de façon importante en fonction de cet angle. La largeur et la profondeur des stries est de même très variable ; les plus fines sont presque invisibles, et font donc probablement moins de $3 \mu m$ de largeur, et les plus larges peuvent dépasser les $100 \mu m$. Une analyse plus rapprochée montre que les coupes transversales des stries peuvent être considérées comme des triangles isocèles. Viennent s'ajouter ensuite des structures secondaires, comme des trous ou des aspérités. L'origine et l'importance de ces structures n'ont pas encore été bien établies.

2.2. Caractérisation des surfaces

Avant de décrire les granulométries et les profils intégrés, quelques mots seront dédiés aux histogrammes des images.

2.2.1. Histogrammes des hauteurs et Ra

Les histogrammes des toutes les images de chemises, brutes ou après essais, sont similaires. La figure 2.2 page suivante montre comme exemple l'histogramme des hauteurs de la chemise 12-pm. Sa forme est cohérente avec la structure de l'image. Premièrement on remarque un pic qui correspond à la hauteur des plateaux. Deuxièmement, les valeurs inférieures à cette hauteur, correspondant aux stries, s'étendent sur une gamme de valeurs plus large que les valeurs supérieures, correspondant aux aspérités des plateaux. On notera que cet histogramme n'est pas gaussien.

Le Ra donne une mesure de l'irrégularité de la surface. Les mesures de Ra sur les images donnent des résultats très proches de ceux obtenus par le LMS-ENSMM. La différence est très petite (inférieure à 5 %) et est probablement due à des méthodes de filtrage différentes. Ces mesures sont regroupées dans les tableaux 2.1 page 33 et 2.2 page 33. Cette mesure permet par exemple le tracé (figure 2.3 page 28) de la PMF à $3000 t/mn$ pour les essais SPC en fonction de l'angle des stries, et du Ra des plateaux mesuré sur les chemises après essai au point-milieu. Ce tracé confirme d'une part que les performances sont meilleures avec des stries à 15° qu'avec des stries à 50° ou à 75° ,

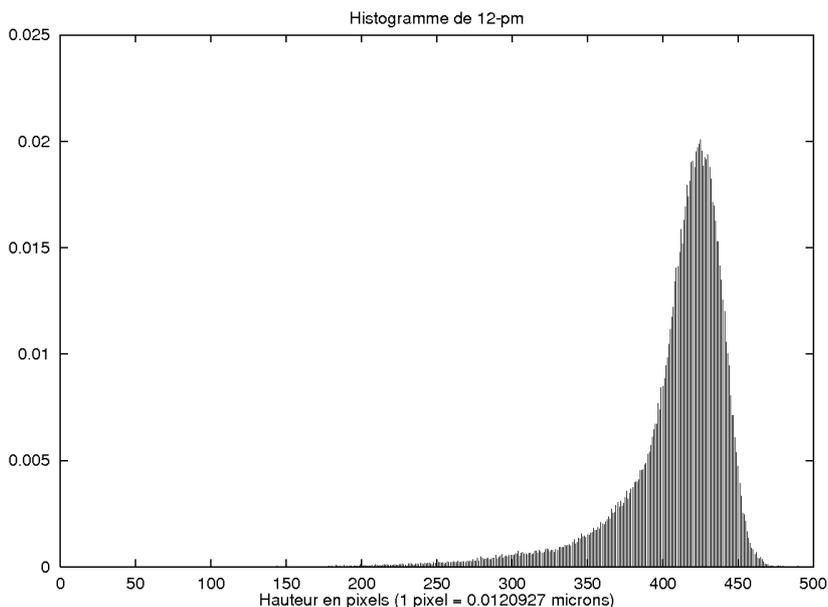


FIG. 2.2.: Histogramme des hauteurs de la chemise 12-pm

et d'autre part que les faibles Ra des plateaux contribuent aussi à la réduction du frottement.

On peut remarquer que le Ra peut varier de façon importante à l'intérieur d'une même navette, et a fortiori entre navettes différentes. En général cette mesure est plus grande au point-mort-haut qu'au point-milieu.

2.2.2. Granulométries

Les granulométries sont des outils classiques d'analyse de texture en morphologie mathématique. Ils seront brièvement décrits, pour ensuite être appliqués aux images de chemises.

Description

Soit I une image, $Vol()$ l'opérateur qui donne le volume d'une image, et γ_k et ϕ_k respectivement une ouverture et une fermeture morphologiques avec le même élément structurant de taille k (si k est nul alors on prend par convention ces opérateurs égaux à l'identité). La granulométrie $g()$ de pas p est alors définie pour les k multiples de p ($k = np$, avec n entier) de la façon suivante :

- Si $k > 0$ alors $g(k) = Vol(\phi_k(I) - \phi_{k-p}(I))$,
- Si $k < 0$ alors $g(k) = Vol(\gamma_{|k|-p}(I) - \gamma_{|k|}(I))$,
- Si $k = 0$ alors $g(k)$ n'est pas définie.

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

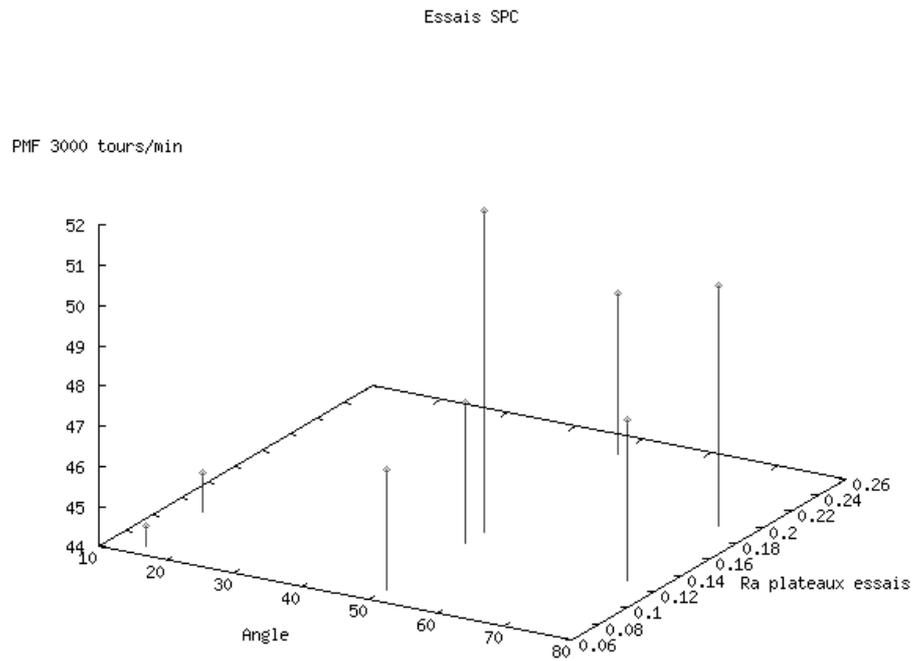


FIG. 2.3.: Exemple de tracé 3D de la PMF en fonction de l'angle des stries et du Ra des plateaux

En pratique on calcule les valeurs de g pour k allant de $-k_{max}$ à k_{max} , où k_{max} est une taille supérieure à la largeur maximale des stries, qui a été choisie, suite aux observations, égale à $120 \mu m$. Par ailleurs, le pas p adopté était de $6 \mu m$.

Plusieurs types d'éléments structurants peuvent être utilisés. Après un certain nombre de tests, les éléments structurants carrés ont été préférés.

Habituellement on normalise les courbes granulométriques de façon à ce que l'intégrale pour les valeurs positives de k , ainsi que l'intégrale pour les valeurs négatives, soient toutes les deux égales à 1. On obtient ainsi une distribution des tailles des structures de l'image.

Résultats

La figure 2.4 montre les granulométries de la navette 18 (PM et PMH) à l'état brut. On

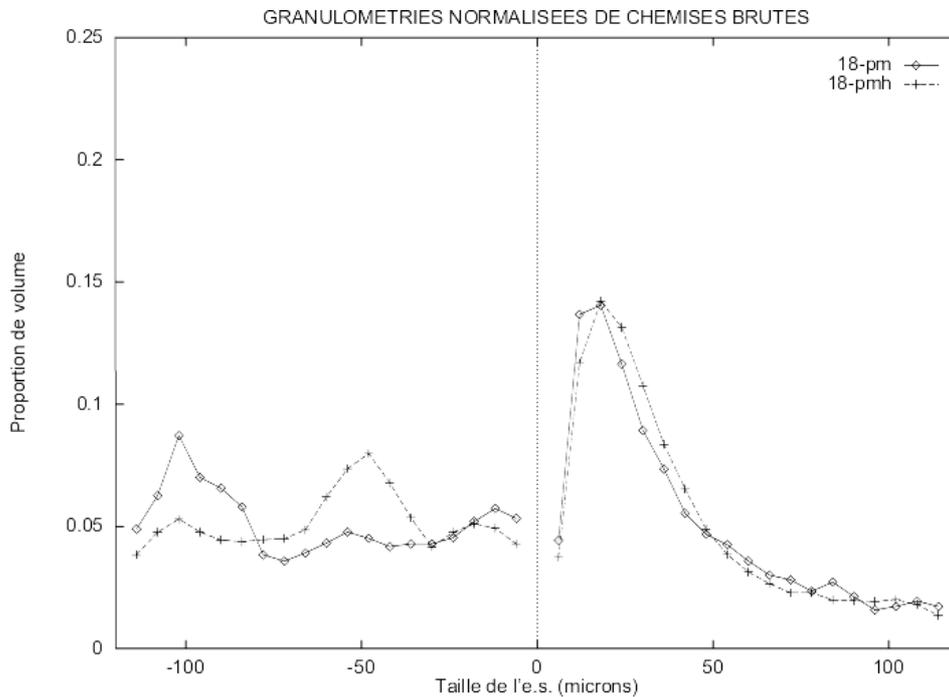


FIG. 2.4.: Granulométries de la navette 18 (PM et PMH) avant essais

peut formuler un certain nombre de remarques :

- Les courbes sont fortement dissymétriques. Ceci est dû au fait que les navettes se présentent comme des plateaux traversés par des stries.
- Le côté positif (granulométrie des vallées), correspondant aux fermetures, présente un maximum autour de $18 \mu m$, qui représente donc la valeur médiane de la taille des stries de la surface. Cette partie de la courbe est généralement similaire pour des échantillons provenant de la même navette (PMH et PM). En absence de normalisation des courbes de granulométrie, les variations à l'intérieur d'une même navette sont beaucoup plus importantes. Cette variation est à rapprocher avec les variations

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

importantes du Ra à l'intérieur de la même chemise. En revenant aux granulométries normalisées, on remarque aussi que les variations entre navettes différentes de la partie positive de la courbe sont faibles, avec cependant une tendance à l'aplatissement de la courbe pour de faibles angles d'usinage. Ceci est naturel car la surface des zones d'intersection entre stries, qui donnent des valeurs élevées de g pour des k élevés, est plus importante pour des faibles valeurs d'angle entre stries.

- Le côté négatif (granulométrie des aspérités), correspondant aux ouvertures, varie de façon importante d'une navette à l'autre, ainsi qu'à l'intérieur de la même navette. Ce phénomène est provoqué lui aussi par les stries, et non pas par le bruit de l'image. Les granulométries aideront aussi, un peu plus loin, à valider la simulation des surfaces striées.

Les granulométries des navettes après essais ont été également mesurées. La figure 2.5 illustre les granulométries de la navette 18 au PM avant et après essais. La comparaison

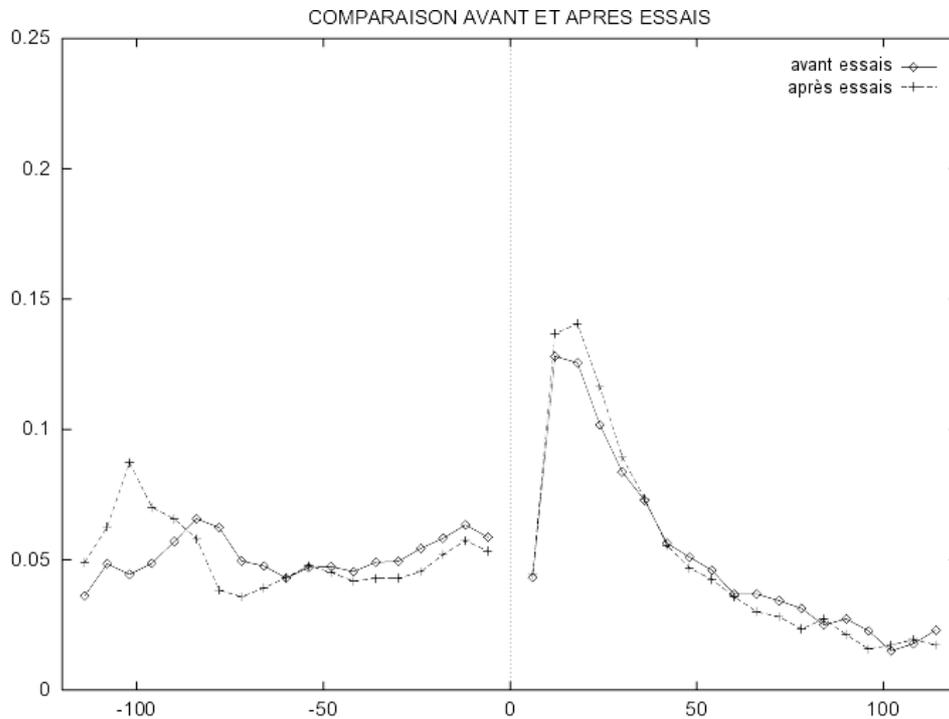


FIG. 2.5.: Granulométries de la navette 18 (PM) avant et après essais

avec les granulométries des navettes brutes ne permet pas de donner une règle générale sur l'évolution des surfaces suite à l'usure. Dans certains cas on constate une évolution vers une texture moins fine (diminution du nombre de petites structures assimilable à un lissage) mais dans d'autres cas on observe le phénomène contraire. De plus ces variations sont du même ordre de grandeur que celles observées à l'intérieur d'une même navette. En effet, très probablement les variations intra-navette cachent les variations dues à l'usure.

2.2.3. Profils intégrés

Afin de caractériser de façon précise les stries sillonnant les navettes, une méthode de segmentation a été développée qui permet de les isoler. Pour cela, il a été utilisé le fait que les deux directions de stries sont, sinon connues, au moins faciles à mesurer.

Si on suppose que l'image est une fonction de \mathbb{R}^2 , nulle au delà de son support rectangulaire, alors la méthode peut être décrite de la façon suivante.

Soit D' une droite perpendiculaire à une des deux directions principales de stries. Nous la munissons d'un repère (Ou) . Soit $D(u)$ la droite perpendiculaire à D' au point de D' de coordonnée u . Le profil intégré p suivant la direction D' au point u est alors ainsi défini :

$$p(u) = \int_{D(u)} I(x) dx, \quad (2.1)$$

définition qui est illustrée par la figure 2.6.

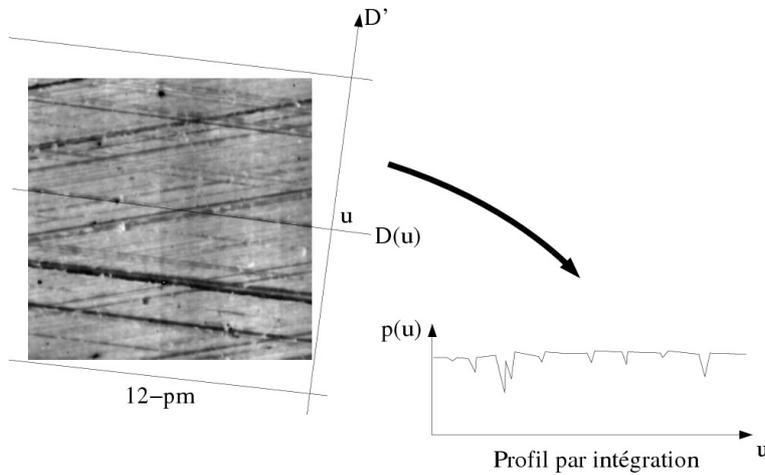


FIG. 2.6.: Illustration du calcul du profil intégré

Étant donné que le domaine de définition est en réalité une grille régulière et non pas \mathbb{R}^2 , on utilise des droites discrètes pour calculer le profil, implémentées grâce à l'algorithme de Bresenham.

Cette procédure donne un profil moyen des stries correspondant à la direction choisie, tout en effaçant les autres structures de l'image. Une analyse rapide de ces profils permet de constater que la coupe des stries est proche d'un triangle isocèle, ce qui correspond aux suppositions de la section 2.1 page 25.

Ce profil est ensuite filtré afin d'enlever les très basses fréquences et d'obtenir un plateau bien horizontal :

- $p1 = \phi_{k_{max}}(p) - p$,
- $p2 = C - p1$,

où C est une image de valeur constante qui simule un plateau, et k_{max} est un paramètre qui donne la largeur maximale des stries considérées.

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

Ensuite, à l'aide d'une ligne de partage des eaux [45], les stries sont segmentées (image s_1). Il ne reste plus qu'à mesurer pour chacune d'entre elles leur largeur et profondeur. Pour cela on considère que les stries qui ne touchent pas d'autres stries, donc préalablement les stries accolées sont éliminées (image s_2). Cette suite d'opérations est illustrée par la figure 2.7.

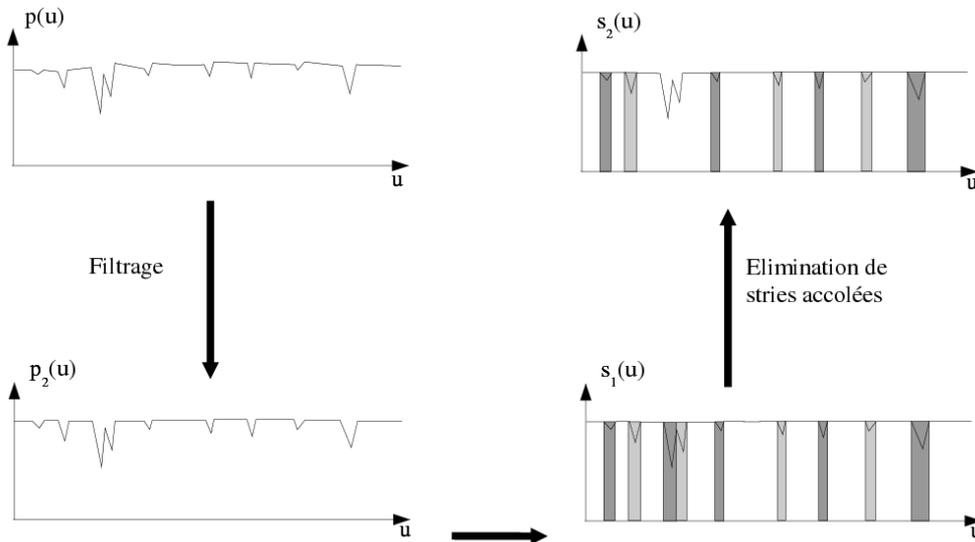


FIG. 2.7.: Profils intégrés : segmentation du profil de stries

Le fait de ne pas considérer les stries qui touchent d'autres stries de même direction introduit un biais dans les mesures, dont il faudrait tenir compte par la suite.

2.2.4. Bilan des mesures

Les tableaux 2.1 page ci-contre et 2.2 page suivante résument les résultats des mesures obtenues avec les outils précédemment décrits.

Les valeurs moyennes de la largeur et de la profondeur des stries sont les suivantes :

- Largeur moyenne (navettes brutes) : $29 \mu m$,
- Profondeur moyenne (navettes brutes) : $0.28 \mu m$,
- Largeur moyenne (navettes après essais) : $27 \mu m$,
- Profondeur moyenne (navettes après essais) : $0.33 \mu m$.

Les valeurs du tableau confirment la remarque faite précédemment concernant le Ra : en général pour une même navette le Ra au point-mort-haut est plus élevé que le Ra au point-milieu. On retrouve plus nettement ce même phénomène au niveau de la profondeur et de la largeur moyenne des stries : les valeurs correspondant aux point-mort-haut sont généralement plus élevées. En contrepartie, la densité des stries est très similaire, toujours pour une même navette, en ces deux points. Donc la différence de Ra , au moins en partie, provient du fait que les stries sont plus profondes au point-mort-haut qu'au point-milieu.

Étant donné que le même nombre de passes d'usinage est appliqué à chaque navette,

2.2. Caractérisation des surfaces

Navette	12		13		17		18	
Angle (°)	15		15		50		50	
Point de mesure	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh	pmm	pmh
Ra (μm)	0.3	0.28	0.41	0.32	0.49	0.68	0.3	0.53
Densité stries (μm^{-1})	0.024	0.022	0.024	0.020	0.027	0.029	0.027	0.026
Larg. moy. (μm)	26	43	28	41	24	29	28	29
Prof. moy. (μm)	0.14	0.24	0.28	0.32	0.36	0.53	0.18	0.37

Navette	19		20		21		22	
Angle (°)	50		50		75		75	
Point de mesure	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh
Ra (μm)	0.48	0.7	0.38	0.63	0.38	0.46	0.25	0.22
Densité stries (μm^{-1})	0.032	0.028	0.027	0.024	0.027	0.023	0.027	0.025
Larg. moy. (μm)	24	24	25	32	28	38	23	32
Prof. moy. (μm)	0.36	0.3	0.18	0.36	0.24	0.37	0.14	0.16

TAB. 2.1.: Profils intégrés : mesures effectuées sur les navettes brutes d'usinage

Navette	16		17		18	
Angle (°)	50		50		50	
Point de mesure	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh
Ra (μm)	0.7	0.73	0.39	0.78	0.28	0.33
Densité stries (μm^{-1})	0.023	0.022	0.029	0.026	0.027	0.026
Larg. moy. (μm)	29	41	29	26	28	24
Prof. moy. (μm)	0.32	0.65	0.34	0.4	0.19	0.17

Navette	19		20	
Angle (°)	50		50	
Point de mesure	pm	pmh	pmm	pmh
Ra (μm)	0.45	0.66	0.42	0.66
Densité stries (μm^{-1})	0.031	0.026	0.027	0.027
Largeur moy. (μm)	22	26	24	27
Profondeur moy. (μm)	0.24	0.42	0.26	0.38

TAB. 2.2.: Profils intégrés : mesures effectuées sur les navettes après essais

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

théoriquement la densité de stries devrait être plus élevée dans le cas des faibles angles d'usinage (navettes 12 et 13). Cette déduction n'est pas vérifiée par les observations. En effet, les densités de stries varient peu entre différentes navettes, et en tout cas pas dans le sens attendu (cf. tableau 2.1 page précédente).

2.2.5. Conclusion

La comparaison des navettes avant et après essai n'a pas permis de construire un modèle qui décrirait cette évolution. On peut remarquer cependant une certaine tendance au lissage : en moyenne les chemises après essais ont un Ra , une profondeur et une largeur moyenne de stries légèrement plus faibles que les chemises brutes.

Les outils d'analyse présentés, c'est à dire les granulométries et les profils intégrés, aideront à caractériser la surface des chemises, et par là même à comprendre quels sont les paramètres qui influent sur les performances du piston.

2.3. Simulation de surfaces striées

L'analyse des images menée donne les éléments de base pour construire un modèle de chemise striée. L'idée consiste à tirer des stries au hasard suivant deux directions données et de les imprimer sur une surface lisse, le plateau.

Mais avant de décrire le modèle, idéalement il faudrait supprimer des images originales tous les éléments qui ne sont pas à prendre en considération. Dans ce but, une méthode de filtrage, qui s'inspire du calcul des profils intégrés, a été mise au point.

2.3.1. Filtrage

Le but est d'éliminer le bruit des images originales, de façon à ne garder que ce que l'on veut effectivement modéliser. La procédure est décrite ci-dessous :

1. Pour la première direction de stries, calculer le profil intégré p , puis le filtrer comme décrit dans la section précédente pour obtenir p_2 .
2. A partir de p_2 , construire une image R_1 telle que pour tout point de coordonnée u de D' , et pour tout point M de $D(u)$ on ait : $R_1(M) = p_2(u)$.
3. Recommencer les deux étapes précédentes pour la deuxième direction de stries pour obtenir une deuxième image reconstruite R_2 .
4. L'image finale R est égale à l'infimum entre R_1 et R_2 .

La figure 2.8 page suivante illustre la méthode de filtrage.

Il faut noter qu'à cause du calcul de moyenne, cet outil a tendance à faire baisser la hauteur du plateau des chemises, ce qui indirectement induit une légère sous-estimation des profondeurs des stries. Néanmoins, cette méthode de filtrage présente deux avantages.

D'une part ces images filtrées aideront à caler les simulations, les mesures effectuées sur celles-ci seront considérées comme la référence (cf. tableau 2.3 page 36) :

- Ra moyen des chemises filtrées : $0.28 \mu m$,
- Densité moyenne : $0.024 \mu m^{-1}$,

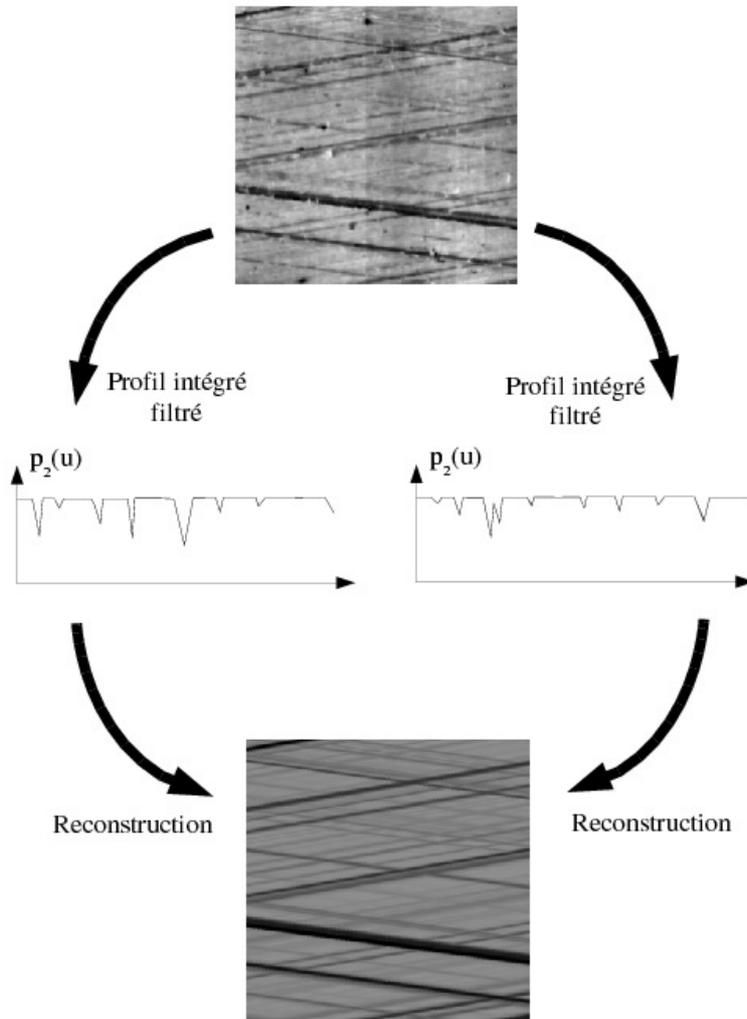


FIG. 2.8.: Simulation de surfaces striées : illustration de la méthode de filtrage des chemises

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

- Largeur moyenne : $27 \mu m$,
- Profondeur moyenne : $0.25 \mu m$.

Navette	12		13		17		18	
Angle ($^{\circ}$)	15		15		50		50	
Point de mesure	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh
Ra (μm)	0.23	0.19	0.32	0.18	0.35	0.38	0.23	0.35
Densité stries (μm^{-1})	0.021	0.021	0.020	0.021	0.026	0.026	0.026	0.024
Larg. moy. (μm)	30	32	34	29	23	27	28	25
Prof. moy. (μm)	0.21	0.28	0.30	0.20	0.23	0.42	0.34	0.27

Navette	19		20		21		22	
Angle ($^{\circ}$)	50		50		75		75	
Point de mesure	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh
Ra (μm)	0.37	0.48	0.26	0.45	0.22	0.20	0.13	0.13
Densité stries (μm^{-1})	0.030	0.026	0.027	0.024	0.024	0.024	0.024	0.022
Larg. moy. (μm)	22	23	24	25	26	29	24	28
Prof. moy. (μm)	0.29	0.21	0.14	0.42	0.20	0.30	0.12	0.16

TAB. 2.3.: Mesures effectuées sur les navettes filtrées

D'autre part ce filtrage permet de distinguer entre la contribution des stries et celle du bruit à l'état de surface. Ainsi en comparant les Ra avant et après filtrage on constate qu'il est nettement plus faible après le lissage

Simulation	0	1	2	3	4	5	6	7
Angle ($^{\circ}$)	14	14	14	14	14	14	14	14
Ra (μm)	0.17	0.26	0.16	0.23	0.16	0.18	0.23	0.19
Densité stries (μm^{-1})	0.020	0.016	0.021	0.016	0.017	0.021	0.016	0.015
Larg. moy. (μm)	24	35	27	35	28	24	35	30
Prof. moy. (μm)	0.12	0.19	0.14	0.22	0.14	0.12	0.22	0.15

TAB. 2.4.: Mesures effectuées sur les simulations de chemises avec un angle de 14°

2.3.2. Modélisation

Les chemises vont être modélisées par une fonction aléatoire booléenne de type *variété* [46]. Les étapes de la modélisation, décrites en détail plus loin, sont les suivantes :

1. On donne à tous les pixels de l'image I , support de la simulation, une valeur constante.
2. Pour chacune des deux directions de stries :
 - Tirage du nombre de stries et de leur position.
 - Pour chaque strie, on tire au hasard sa largeur et sa profondeur.

Simulation	0	1	2	3	4	5	6	7
Angle (°)	50	50	50	50	50	50	50	50
Ra (μm)	0.17	0.11	0.15	0.14	0.14	0.17	0.16	0.18
Densité stries (μm^{-1})	0.018	0.013	0.019	0.018	0.017	0.016	0.014	0.016
Larg. moy. (μm)	24	33	32	26	27	36	33	33
Prof. moy. (μm)	0.11	0.16	0.14	0.12	0.13	0.17	0.16	0.16

TAB. 2.5.: Mesures effectuées sur les simulations de chemises avec un angle de 50°

Simulation	0	1	2	3	4	5	6	7
Angle (°)	70	70	70	70	70	70	70	70
Ra (μm)	0.16	0.20	0.14	0.14	0.18	0.14	0.18	0.19
Densité stries (μm^{-1})	0.019	0.019	0.021	0.019	0.019	0.017	0.018	0.018
Larg. moy. (μm)	20	26	25	19	27	30	29	23
Prof. moy. (μm)	0.10	0.14	0.12	0.10	0.12	0.16	0.16	0.12

TAB. 2.6.: Mesures effectuées sur les simulations de chemises avec un angle de 70°

- Gravure de la strie sur l'image I .

Tirage du nombre de stries et de leur position

Au vu des images, il a été supposé que les stries peuvent être considérées comme des réalisations de fonctions aléatoires booléennes [41, 42]. Le nombre et la position des stries sont alors donnés par un processus de Poisson de densité d . Pour les premières simulations, $d = 0.02 \mu m^{-1}$.

Afin de valider le modèle choisi, des tests statistiques ont été effectués. Les résultats obtenus confirment les hypothèses faites (cf. Decencière et Jeulin [29]).

Tirage de la largeur des stries

Dans un premier temps l'histogramme cumulé des largeurs de toutes les stries présentes sur nos échantillons bruts a été utilisé pour tirer une largeur aléatoire. Les résultats n'étaient pas satisfaisants à cause du biais déjà évoqué. En particulier les petites valeurs de largeur étaient sous-représentées. Donc, dans un deuxième temps, il a été essayé de corriger de façon empirique cet histogramme en adoptant un tirage gaussien. Les paramètres sont choisis de façon à ce que la largeur moyenne tirée soit égale à la largeur moyenne de stries expérimentales.

Tirage de la profondeur

Idéalement la profondeur aurait dû dépendre uniquement de la largeur des stries, mais en pratique ce n'est pas le cas. Cependant, pour construire ce premier modèle il a été considéré que le rapport entre la profondeur et la largeur est constant. Le paramètre de la simulation choisi est $2P/L$, où P correspond à la profondeur d'une strie et L à sa largeur. Par conséquent la profondeur est calculée de façon déterministe à partir de la

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

largeur. Ce paramètre, qui est égal à la tangente de l'angle au fond des stries, est choisi à partir des valeurs expérimentales.

2.3.3. Résultats

Des simulations ont été effectuées avec des angles de stries de 15° , 50° et 70° . Les paramètres utilisés étaient les suivants :

- Densité des stries : $0.02 \mu m^{-1}$,
- Largeur moyenne des stries : $30 \mu m$,
- Angle au fond des stries : 1.2° .

La figure 2.9 montre un exemple de simulation ainsi obtenue. On pourra remarquer la similarité à première vue avec l'image filtrée de la figure 2.8 page 35.

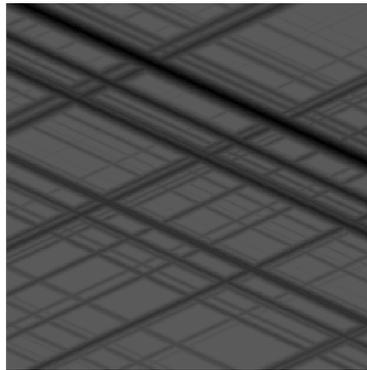


FIG. 2.9.: Exemple de simulation de texture avec des stries à 50°

Les tableaux 2.4 page 36, 2.5 page précédente et 2.6 page précédente donnent les résultats de l'analyse des chemises ainsi simulées. On retrouve des valeurs similaires aux valeurs expérimentales, mais les profondeurs des stries simulées sont légèrement inférieures aux profondeurs expérimentales.

Dans la figure 2.10 page ci-contre des exemples de granulométries résultantes sont données. Celles-ci doivent être comparées avec les granulométries des images filtrées. On constate que dans les deux cas le côté négatif des courbes est très irrégulier, alors que le côté positif est plutôt régulier. Cependant, les granulométries de simulations sont en général plus aplaties. Quelle en est la raison ? Deux explications sont envisageable. Premièrement, il se peut que les paramètres du modèle ne soient pas encore bien choisis. Deuxièmement, le modèle ne reflète pas le fait que l'usinage des chemises est obtenu en deux passes : un premier usinage crée une texture fine, et un deuxième crée les stries profondes. Ceci expliquerait le déficit en petites tailles noté sur les granulométries.

2.3.4. Conclusion

Le modèle que nous avons construit et les simulations qui en découlent constituent un outil complémentaire qui aidera d'une part à mieux comprendre l'état de surface des chemises et d'autre part à tester simplement des surfaces avec des paramètres différents.

2.4. Décomposition de la texture des chemises de moteurs

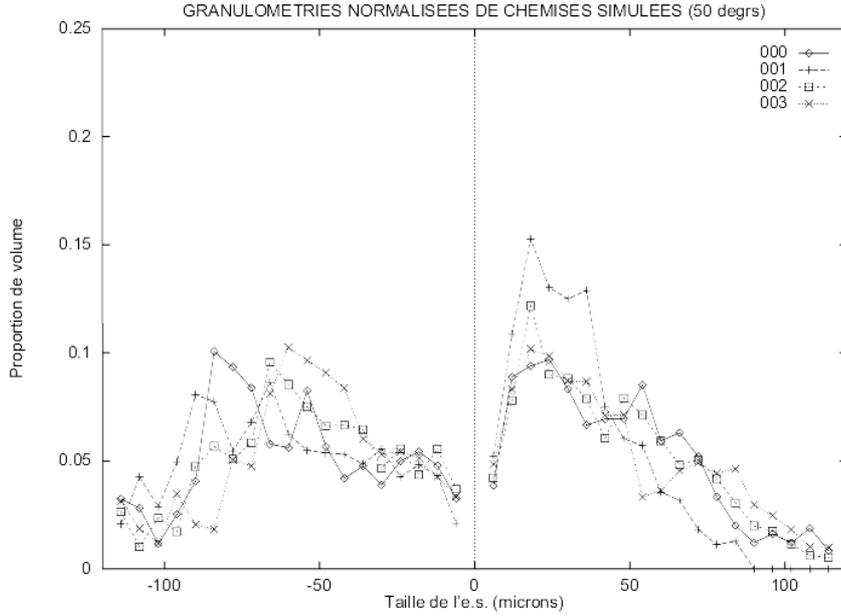


FIG. 2.10.: Granulométries normalisées des chemises simulées (stries à 50°)

2.4. Décomposition de la texture des chemises de moteurs

Une étude détaillée de la surface des chemises de moteurs à explosion est nécessaire pour avancer dans la compréhension des performances du piston. Or il a été constaté que la topographie de cette surface peut être décrite comme étant constituée de plateaux couverts par une certaine rugosité et séparés par des stries profondes par rapport à cette rugosité. Un outil qui permettrait de séparer ces deux composantes faciliterait l'analyse ultérieure des stries et de la texture des plateaux.

La méthode utilise un filtre alterné séquentiel afin de combler les stries et d'effacer les aspérités des plateaux. On obtient alors une image relativement plate qui sert comme référence pour identifier ces deux éléments de la surface des chemises.

On commence par donner la définition du filtre alterné séquentiel pour ensuite l'appliquer aux images de chemises.

2.4.1. Filtre alterné séquentiel

Soient γ_n et φ_n respectivement une ouverture et une fermeture morphologiques de taille n . Alors :

$$\Gamma_N = \gamma_N \varphi_N \dots \gamma_n \varphi_n \dots \gamma_1 \varphi_1, \quad (2.2)$$

et

$$\Phi_N = \varphi_N \gamma_N \dots \varphi_n \gamma_n \dots \varphi_1 \gamma_1 \quad (2.3)$$

sont des filtres alternés séquentiels [43, 44] de taille N (dans le premier cas on commence par appliquer la fermeture, et dans le deuxième cas l'ouverture). Ces filtres effacent

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

progressivement les pics et vallées de l'image, en commençant par les plus petits. Plus le paramètre N est grand et plus ce filtrage sera important. Ces opérateurs ont été appliqués avec succès à des images bruitées afin de les nettoyer.

2.4.2. Décomposition de la texture

En appliquant ce type de filtrage aux images de chemises on parvient à effacer les stries et la texture des plateaux, sans privilégier ni les unes ni l'autre¹. En sortie on obtient donc une surface globalement plane qui correspond grosso modo au niveau des plateaux. On considère ensuite que tout ce qui se trouvait initialement en dessous de cette surface correspond aux stries, et que réciproquement ce qui se trouvait au dessus correspond à la texture des plateaux.

En résumant, si I est l'image initiale, P la surface issue du filtrage, S les stries et T la texture des plateaux, on a :

$$\begin{aligned}P &= \Gamma_N(I), \\S &= \frac{1}{2}(I - P - |I - P|) \text{ et} \\T &= \frac{1}{2}(I - P + |I - P|).\end{aligned}$$

En pratique, les paramètres choisis sont :

- Un élément structurant carré (3×3), ce qui correspond, étant donné le pas d'échantillonnage, à un carré de $6 \times 6 \mu m^2$.
- Une taille maximale de $N = 20$, c'est à dire que la taille du dernier élément structurant utilisé est de $120 \times 120 \mu m^2$. Ce choix dépend de la taille maximale des structures qu'on cherche à effacer. La valeur choisie permet d'effacer même les stries les plus larges observées.

Cette méthode de décomposition présente des avantages certains. La simplification introduite est basée uniquement sur des critères géométriques : on élimine les structures qui sont plus petites que l'élément structurant le plus grand utilisé, tout en respectant leur hiérarchie grâce au caractère progressif de l'opérateur : on ne fait aucune hypothèse sur la répartition statistique des hauteurs de la surface.

2.4.3. Résultats et commentaires

La figure 2.11 page suivante montre une image originale (image I) de chemise et le résultat du filtre alterné séquentiel qui lui est appliqué (image P). On voit que le filtrage n'a laissé que les plus grandes structures de l'image. En particulier on remarque un bande sombre qui traverse l'image d'en haut en bas. Elle peut être due à un léger défaut dans la circonférence du cylindre, ou à un problème dans le redressement des images (cf. section 2.1 page 25). En tout cas, ce type de structure reste secondaire et la décomposition permet justement d'en faire abstraction.

¹Ceci n'est pas rigoureusement vrai : lorsqu'on commence par appliquer la fermeture (c'est à dire quand on utilise Φ_N) on favorise légèrement la texture des plateaux, en fermant les vallées, et réciproquement lorsqu'on commence par l'ouverture on favorise les stries. Cette différence est néanmoins négligeable dans ce cas.

2.4. Décomposition de la texture des chemises de moteurs

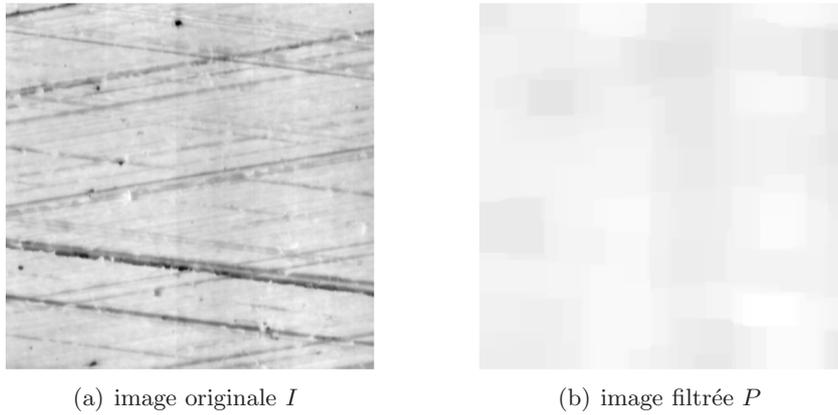


FIG. 2.11.: Illustration du filtrage d'une image de chemise (navette 12-pm) par le filtre alterné séquentiel introduit ci-dessus

On remarque aussi que l'image résultante présente des structures carrées : cet effet est artificiellement introduit par l'élément structurant carré utilisé. Il est possible d'éliminer cet effet parasite, en échange d'un temps de calcul supérieur, en utilisant des filtres alternés séquentiels par reconstruction.

La figure 2.12 montre le résultat de la décomposition. Dans la figure 2.12(a) on voit l'image S des stries. On a fait ressortir, en les mettant en blanc, les pixels où l'image atteint ses valeurs maximales. On vérifie ainsi que les plateaux entre stries sont désormais lisses, comme prévu.

Dans la figure 2.12(b) on a récupéré justement la rugosité des plateaux (image T). On remarque qu'elle est très liée aux stries ; à première vue on a l'impression que l'état

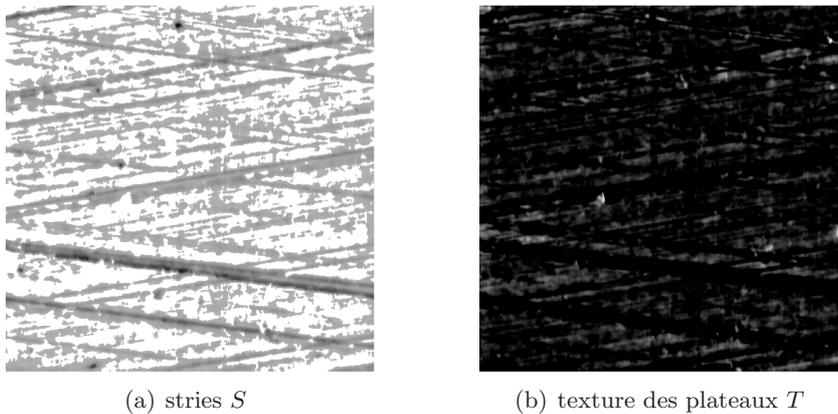


FIG. 2.12.: Résultats de la décomposition de la texture de l'image 12-pm

de surface des plateaux est directement produit par les striations superficielles. Ceci apparaît plus clairement dans la figure suivante.

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

Les images précédentes sont reprises dans la figure 2.13, mais cette fois-ci elles sont représentées comme un relief ombré, ce qui est plus parlant pour le système visuel humain. Une analyse qualitative de ces images montre que l'état de surface des plateaux est dû

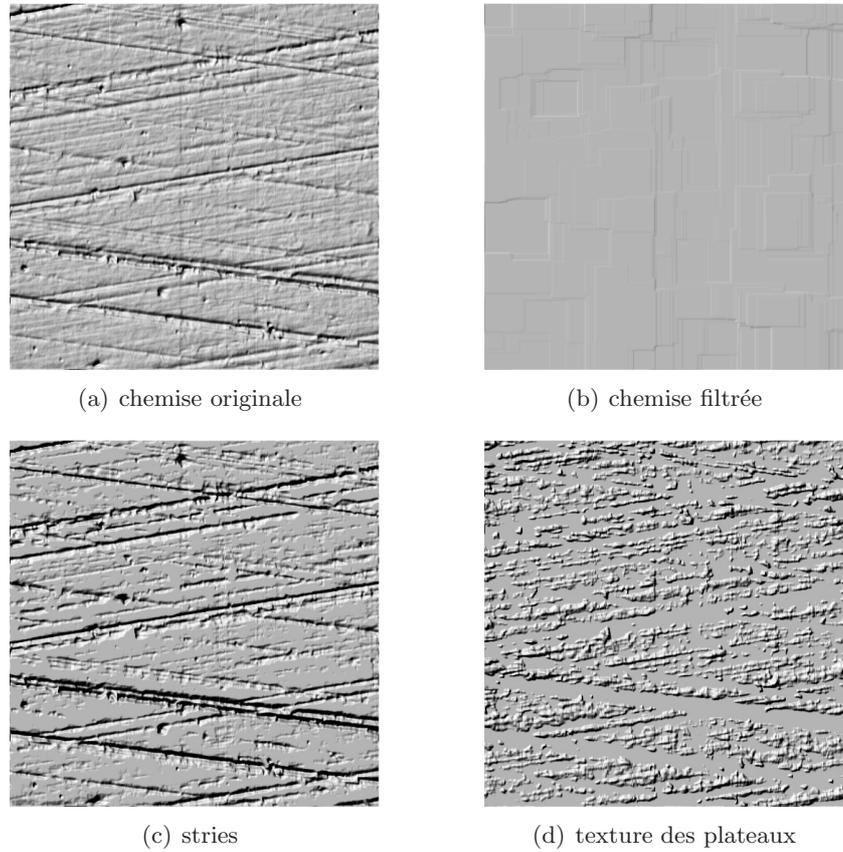


FIG. 2.13.: Représentation 3D de la décomposition de la texture de l'image 12-pm

essentiellement aux striations superficielles, et, dans une moindre mesure, aux bourrelets qui accompagnent les stries les plus profondes.

Granulométries résultantes

Il est intéressant de comparer les granulométries des stries obtenues après décomposition avec celles des chemises brutes originales. Les résultats montrent en premier lieu qu'il y a peu de changement.

Ce résultat est très intéressant : il signifie que la texture des plateaux, telle qu'elle a été définie à l'aide de l'algorithme de décomposition, n'a que très peu d'effet sur les granulométries. Cette information sera très utile au moment d'affiner la modélisation des stries. Cependant, ceci ne veut rien dire quant à l'influence de cette texture sur les performances du piston.

Comparaison avec le filtrage par calcul de moyenne

Dans la section 2.3.1 page 34 une méthode de filtrage pour ne garder que les rayures des images a été introduite. Cette méthode était basée sur le calcul de la moyenne de l'image suivant les directions des rayures. Maintenant, à l'issue de la décomposition présentée ci-dessus, on peut récupérer les stries.

Les granulométries des images originales sont très proches des granulométries des stries obtenues en utilisant le filtre alterné séquentiel. Au contraire, les granulométries des images filtrées en calculant la moyenne suivant les directions des stries diffèrent de façon importante des granulométries des images originales. Cette différence est probablement due aux irrégularités à l'intérieur même des stries. Ce caractère est préservé par le filtrage alterné séquentiel, alors qu'il est effacé par le filtre par moyenne.

Application à l'analyse des chemises après essais

Dans la section 2.2 page 26 il a été constaté que les images correspondant aux navettes après essais étaient légèrement plus lisses que celles correspondant aux navettes avant essais, mais la différence était faible et peu probante.

Maintenant qu'un outil de séparation des deux textures est disponible, on peut calculer séparément le Ra des stries et celui des plateaux, et on peut étudier la différence causée par les essais. Les tableaux 2.7 et 2.8 ci-dessous donnent seulement les mesures de Ra des navettes pour lesquelles on dispose des images avant et après essais. Premièrement,

Navette	17		18		19		20	
Point de mesure	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh
Ra stries (μm)	0.40	0.52	0.25	0.38	0.42	0.57	0.30	0.49
Ra plateaux (μm)	0.14	0.18	0.07	0.10	0.09	0.14	0.07	0.14

TAB. 2.7.: Décomposition de la texture : mesure de Ra pour les navettes avant essais

Navette	17		18		19		20	
Point de mesure	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh	pm	pmh
Ra stries (μm)	0.31	0.63	0.19	0.28	0.40	0.52	0.38	0.60
Ra plateaux (μm)	0.08	0.16	0.07	0.07	0.07	0.10	0.06	0.08

TAB. 2.8.: Décomposition de la texture : mesure de Ra pour les navettes après essais

il faut remarquer que, comme il était prévisible, le Ra des stries est nettement plus élevé que le Ra des plateaux.

Deuxièmement, on constate une nette diminution du Ra des plateaux après les essais, alors que le Ra des stries a l'air, en moyenne, de conserver le même ordre de grandeur. Ceci est confirmé par le calcul du Ra moyen pour chaque ligne des tableaux (cf. tableau 2.9 page suivante). Il serait bon de confirmer ces résultats avec des mesures expérimentales supplémentaires. En particulier, l'étude des relevés topographiques au même endroit avant et après essai donnerait avec plus de précision l'évolution des surfaces.

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

Avant essais :	Ra stries	$0.42 \mu m$
	Ra plateaux	$0.12 \mu m$
Après essais :	Ra stries	$0.41 \mu m$
	Ra plateaux	$0.9 \mu m$

TAB. 2.9.: Décomposition de la texture : moyenne du Ra des stries et des plateaux avant et après essais

2.4.4. Conclusion

Une méthode de décomposition de la rugosité des chemises en deux composantes, stries et texture des plateaux, a été développée.

Il est intéressant de remarquer que les courbes granulométriques des stries issues de cette décomposition, et les courbes granulométriques des images initiales, sont très similaires. On peut dire que vis à vis des granulométries, la texture des plateaux est négligeable par rapport aux stries.

La méthode de décomposition présentée a permis de vérifier que la texture des plateaux peut être considérée comme étant le résultat de striations superficielles. Cette observation est cohérente avec la méthode d'usinage des chemises employée. Il semble donc envisageable de simuler les stries profondes et la texture des plateaux avec le même modèle, présenté dans la section 2.3 page 34.

Par ailleurs, les mesures séparées de Ra pour les stries et les plateaux, avant et après essais, montrent que l'usure provoquée par ces tests lisse la texture des plateaux, mais que par contre ne touche que très peu les stries. Il serait cependant prudent de confirmer ce résultat avec des mesures supplémentaires.

2.5. Étude du contact entre la chemise et le segment

L'outil d'étude du contact entre deux solides et son application au cas concret du contact entre une chemise moteur et le segment coupe-feu est décrit.

Cet outil permet premièrement de simuler le contact entre deux solides. Ces derniers sont représentés par leurs surfaces extérieures, connues à l'échelle micrométrique. Deuxièmement, l'outil permet de mesurer, en fonction de la distance entre les solides, le volume de l'espace interstitiel. Troisièmement, toujours en fonction de la distance entre les solides, on peut mesurer la surface réelle de contact. Finalement, cet outil permet d'étudier la géodésie du milieu interstitiel, point de départ fondamental pour une étude postérieure de la mécanique de la lubrification.

2.5.1. Mise en contact de deux solides

Soient deux solides en vis à vis. Ils sont respectivement représentés par leurs surfaces extérieures, S et C . Étant donnée l'échelle de travail, on suppose que ces surfaces sont

2.5. Étude du contact entre la chemise et le segment

globalement parallèles à un plan muni d'un repère orthonormé (Oxy), et qu'elles peuvent s'identifier à des fonctions d'un sous-ensemble D du plan (\mathbb{R} désigne l'ensemble des réels) :

$$S : D \longrightarrow \mathbb{R}$$

$$(x, y) \longmapsto z = S(x, y)$$

et

$$C : D \longrightarrow \mathbb{R}$$

$$(x, y) \longmapsto z = C(x, y).$$

S est *au dessus* de C , c'est à dire que :

$$\forall (x, y) \in D, S(x, y) \geq C(x, y),$$

et les surfaces sont en contact, c'est à dire que :

$$\exists (x, y) \in D, S(x, y) = C(x, y).$$

La surface S est déplacée *vers le bas* pour simuler une augmentation de la pression de contact entre les deux surfaces. Le paramètre de déplacement étant d , S_d sera la surface déplacée : $\forall (x, y) \in D S_d(x, y) = S(x, y) - d$. Donc un d positif correspond à un rapprochement des surfaces, et un d négatif à une séparation.

Suite à ces déplacements, certains points de la surface S_d passeront sous la surface C . Le paramètre d permet donc de simuler une certaine pression de contact entre les solides. Le modèle suppose que les interactions n'induisent pas des déformations ailleurs que sur la zone de contact, et que sur ces dernières les surfaces deviennent horizontales.

En pratique S correspondra à la surface retournée du segment et C à la surface de la chemise. Le domaine de définition D sera donné par un rectangle digital de dimensions $a \times b$ dont les côtés seront parallèles aux axes du repère (Oxy). Le paramètre b est très important car il correspond à la longueur effective du contact entre la chemise et le piston. Le choix du paramètre a peut aussi s'avérer délicat, surtout dans les cas où l'espace entre les deux surfaces est faible. La figure 2.14 page suivante illustre ces définitions. Au niveau informatique, la simulation construit à partir des images 2D filtrées de la chemise et du segment retourné, une image 3D.

2.5.2. Volume interstitiel

L'*espace interstitiel* $I(d)$ est l'espace constitué des points qui sont au-dessus de C et en-dessous de S_d : $I(d) = \{(x, y, z) \in D \times \mathbb{R}, C(x, y) \leq z \leq S_d(x, y)\}$. L'outil a pour but d'examiner si les caractéristiques morphologiques de cet ensemble sont étroitement liées au régime de fonctionnement du piston.

La mesure la plus simple à obtenir à partir de $I(d)$ est celle de son volume, le *volume interstitiel* $V(d)$. $V(d)$ peut être interprété comme la hauteur moyenne de la différence $S_d(x, y) - C(x, y)$ lorsque ce terme reste positif. L'évolution de $V(d)$ en fonction de d donne une courbe qui pourrait donner des renseignements utiles sur le comportement du piston. La figure 2.15 page suivante représente le volume $V(d)$ normalisé par la surface du domaine de définition (i.e. $V(d)/ab$) en fonction de d . La courbe décroît d'abord linéairement, pour ensuite s'aplatir ; cette rupture de pente correspond à la valeur de d pour laquelle les plateaux des surfaces entrent véritablement en contact.

On peut visualiser l'espace interstitiel de deux façons. D'une part, on peut décomposer $I(d)$ en plusieurs coupes plates parallèles au plan (Oxy), qui en pratique correspondent

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

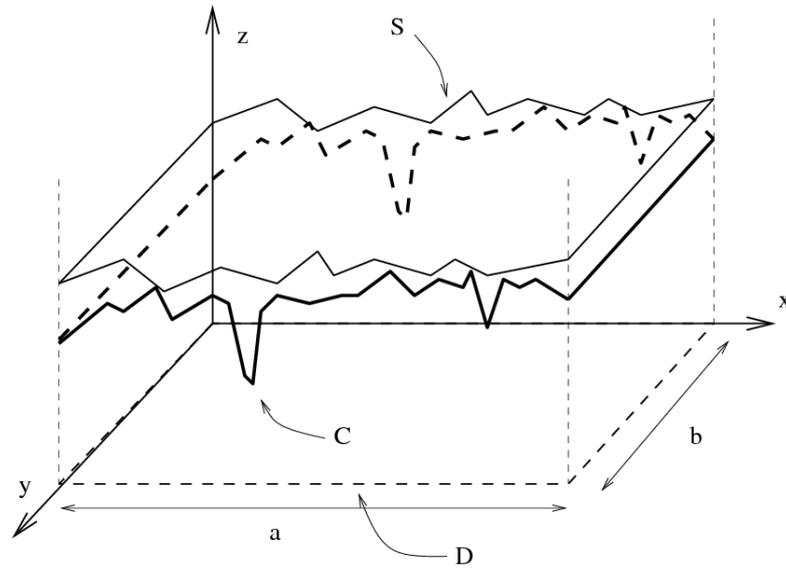


FIG. 2.14.: Étude 3D du contact segment-chemise : illustration du contact entre deux surfaces rugueuses parallèles

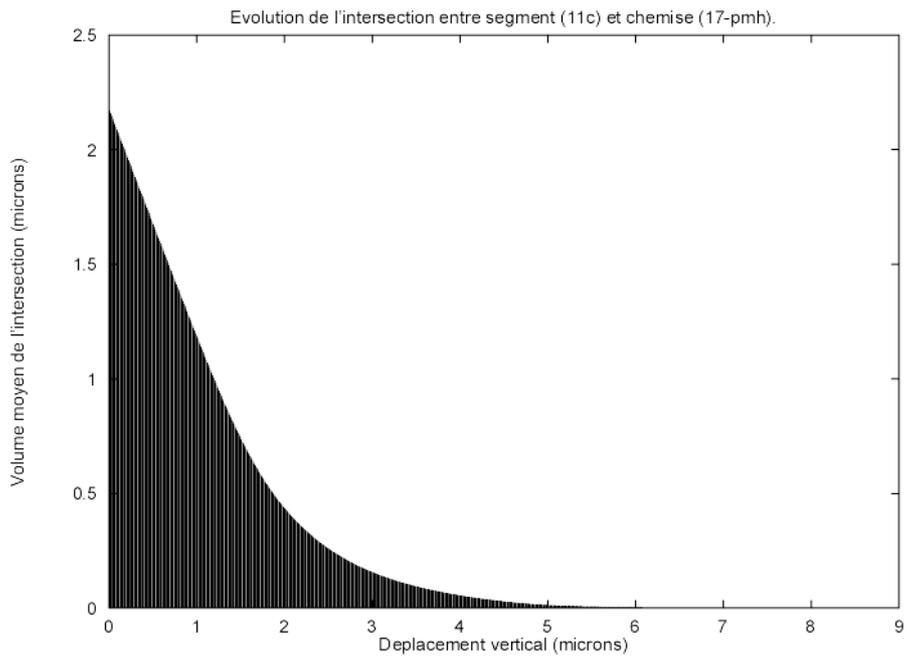


FIG. 2.15.: Étude 3D du contact segment-chemise : évolution du volume interstitiel en fonction du déplacement vertical

aux valeurs intéressantes de z . C'est une approche simple à mettre en œuvre, mais d'interprétation délicate. D'autre part une visualisation 3D pour avoir une vue globale du volume est plus agréable, mais une seule vue ne montre pas toute l'information intéressante. Un premier exemple d'une telle visualisation est illustré dans la figure 2.16. Les structures qui ressortent le plus correspondent aux grandes stries de la chemise.

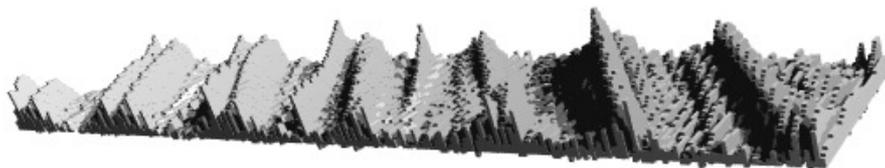


FIG. 2.16.: Étude 3D du contact segment-chemise : vue 3D de l'espace interstitiel

2.5.3. Surface réelle de contact

Des études montrent que lorsqu'on met en contact deux solides, la surface réelle de contact est en pratique inférieure à la surface apparente (ou nominale) de contact, sauf si les surfaces sont parfaitement plates à l'échelle moléculaire (ce qui reste un cas d'école), ou si la pression de contact est extrêmement élevée (ce qui n'est pas le cas). Cette surface joue pourtant a priori un rôle essentiel dans la compréhension des phénomènes de frottement [37, 38].

La modélisation et la mesure de la surface réelle de contact restent des sujets de recherche délicats, qui sont loin d'être résolus. En particulier le choix de l'échelle de mesure a beaucoup d'influence sur le résultat. C'est d'ailleurs la raison pour laquelle des auteurs proposent des modèles à base de fractales pour résoudre ce problème [39].

Une mesure de la surface réelle de contact entre les surfaces sera effectuée, sans prétendre qu'il s'agit de la *vraie* surface réelle. Dans l'absolu, ces mesures n'ont pas de signification particulière, mais en revanche la comparaison de ces résultats entre différentes situations devrait être riche en enseignements. Ainsi, une surface réelle de contact plus importante devrait favoriser le frottement et l'usure.

Nous allons donc mesurer une surface réelle de contact entre nos surfaces, mais nous nous garderons bien de prétendre qu'il s'agit de la *vraie* surface réelle. Dans l'absolu nous ne pourrions pas dire grande chose sur ces mesures, mais par contre la comparaison de ces résultats entre différentes simulations devrait être riche en enseignements. Ainsi, une surface réelle de contact plus importante devrait favoriser le frottement et l'usure.

Le domaine de contact $A(d)$ est défini comme l'ensemble des points de D où S_d passe sous C :

$$A(d) = \{(x, y) \in D \mid S_d(x, y) \leq C(x, y)\}.$$

La surface réelle de contact $R(d)$ est alors tout naturellement égale à la surface de $A(d)$. On a :

$$P\{(x, y) \in A(d)\} = P\{S(x, y) - C(x, y) < d\},$$

par conséquent on peut se ramener au calcul d'une fonction de répartition d'une surface équivalente. On retrouve ici une généralisation de la courbe d'Abott.

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

Remarquons que, comme pour le volume interstitiel, la surface réelle de contact dépend de d . Il est intéressant de tracer la courbe $d \rightarrow R(d)$. Sur la figure 2.17 est tracée la surface réelle de contact (normalisée là encore par la surface du domaine de définition) en fonction de d .

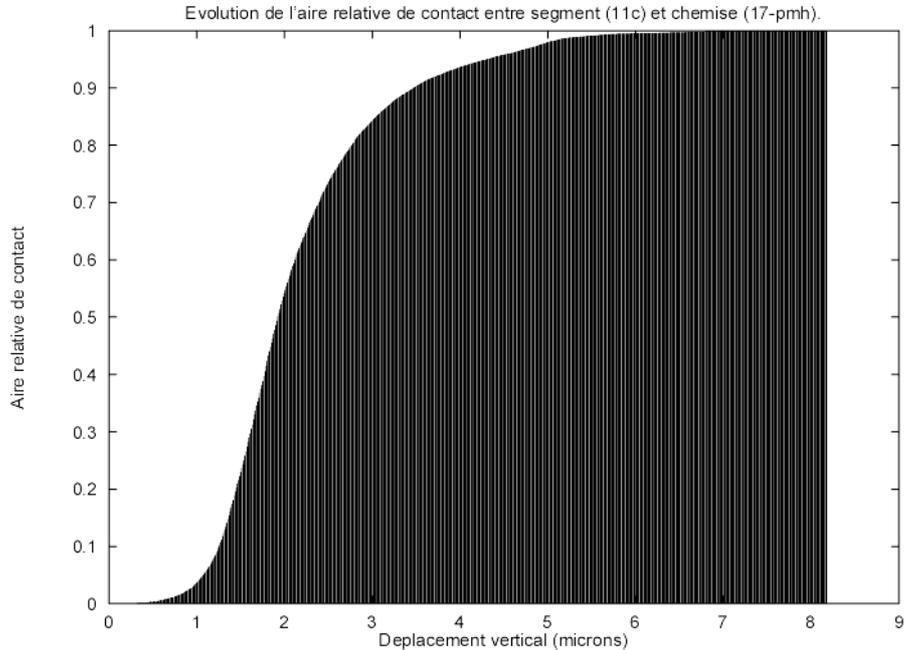


FIG. 2.17.: Exemple d'évolution de la surface réelle de contact entre segment et chemise en fonction du déplacement vertical

2.5.4. Étude géodésique

L'espace interstitiel décrit précédemment contient de l'huile, dont la circulation dans la zone de contact joue un rôle essentiel. Ainsi, l'étude des chemins les plus courts pour aller d'un point à un autre à l'intérieur de cet espace devrait constituer un sujet d'étude intéressant pour la compréhension de la lubrification. C'est le but de l'étude géodésique.

Soit un ensemble tridimensionnel, tel que l'espace interstitiel défini plus haut. La morphologie mathématique offre des outils efficaces permettant de trouver le chemin le plus court pour aller d'un point M à un point P , sans sortir de cet espace. On peut aussi associer à chaque point Q de l'espace la longueur du chemin le plus court entre M et P passant par ce point. Finalement, on peut tout aussi facilement associer à chaque point Q de l'espace la longueur du chemin le plus court permettant d'aller d'un point d'un ensemble M_i à un point d'un ensemble P_i en passant par Q . Si ensuite l'histogramme des valeurs ainsi associées à tous les points de l'espace est tracé, le résultat sera une illustration de la facilité pour aller de l'ensemble M_i à l'ensemble P_i .

Étant donné que la course du piston est parallèle à l'axe (Oy) du repère (figure 2.14

2.5. Étude du contact entre la chemise et le segment

page 46), l'ensemble M_i sera constitué par les points de $I(d)$ dont l'ordonnée est minimale, et l'ensemble P_i par les points de $I(d)$ dont l'ordonnée est maximale (c'est à dire les points dont la projection sur (Oxy) tombe sur un des bords du rectangle D perpendiculaires à (Oy)). La longueur des chemins minimaux pourrait alors refléter la bonne ou mauvaise lubrification du milieu.

Les premiers calculs montrent que pour des valeurs faibles de d l'espace interstitiel est suffisamment vaste pour laisser passer l'huile directement d'un bord à l'autre, sans emprunter les stries. Ainsi le montre par exemple l'histogramme donné par la figure 2.18 (les longueurs des chemins ont été normalisées en divisant par b , la longueur minimale possible). On remarquera que l'histogramme se regroupe autour de 1, correspondant aux chemins en ligne droite. Dès que d dépasse une certaine valeur, l'espace se réduit

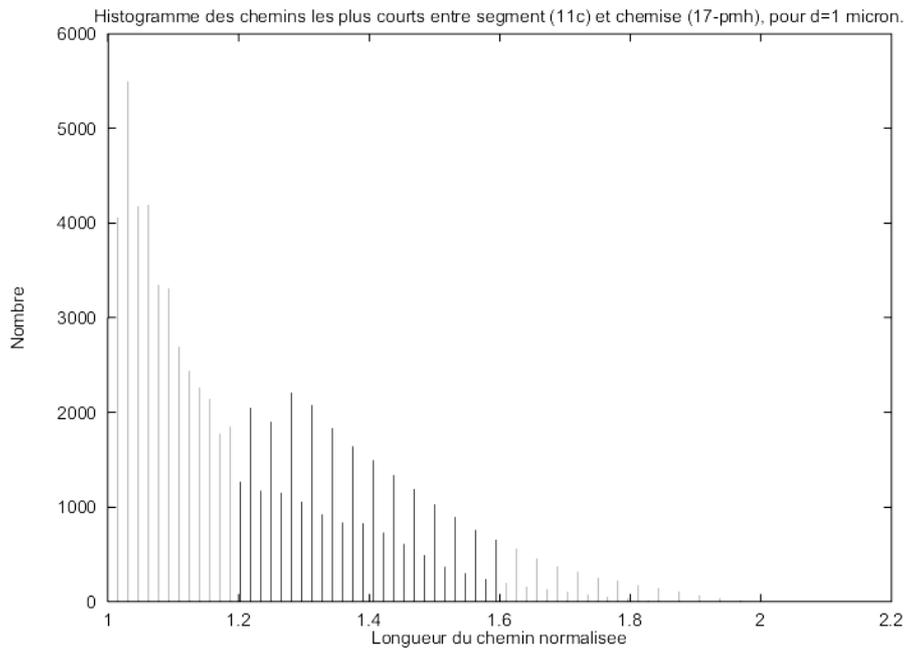


FIG. 2.18.: Étude géodésique : exemple d'histogramme des longueurs des chemins les plus courts pour un écart d important

considérablement et il ne reste alors que les stries comme voies possibles de circulation pour l'huile, et par conséquent les chemins minimaux se rallongent. Ainsi le montre l'histogramme de la figure 2.19 page suivante, qui correspond à une valeur de d élevée (ici $1.8 \mu m$). Il est possible de supposer que la première situation correspond au régime hydrodynamique, et la deuxième au régime mixte ou limite. Notons que ces histogrammes présentent des oscillations ; elles sont très probablement dues à la connexité digitale qui a été choisie pour mesurer les distances.

La taille du domaine de définition D peut avoir une influence non désirable sur la mesure des chemins minimaux. Plus particulièrement, lorsque l'espace interstitiel est limité, le choix de la largeur a du rectangle D peut faire toute la différence entre l'absence

2. Outils d'analyse et de traitement d'images

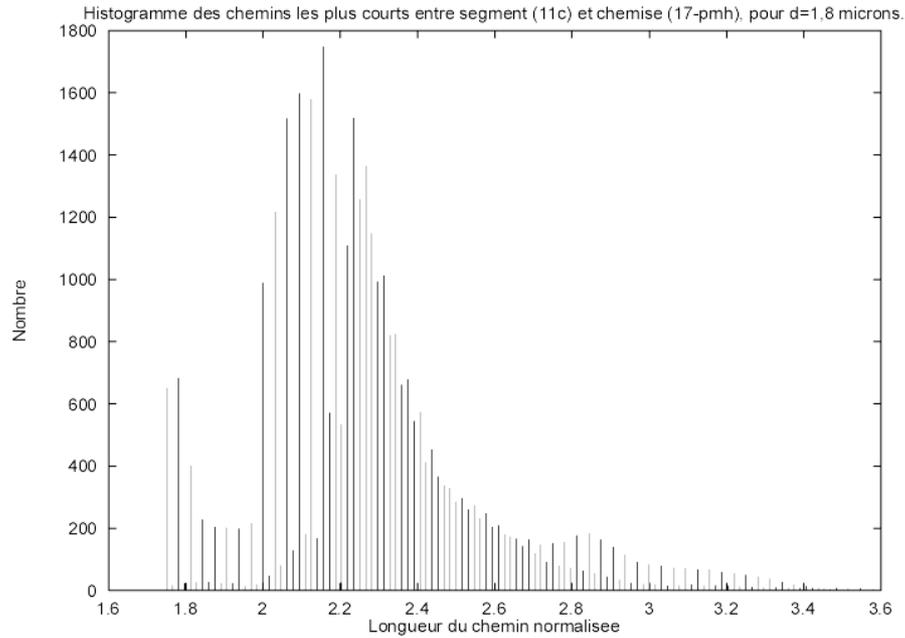


FIG. 2.19.: Étude géodésique : exemple d'histogramme des longueurs des chemins les plus courts pour un écart d faible

de chemins, et la présence de chemins longs.

La longueur de ces chemins exprime donc la facilité avec laquelle l'huile peut aller d'un bord à l'autre de la zone de contact. Si la circulation de l'huile à l'intérieur des stries au niveau du point milieu jouait un rôle important pour la lubrification, alors on s'attendrait à trouver une certaine corrélation entre la longueur moyenne de ces chemins et la PMF. Une telle corrélation a été cherchée, pour des plans placés à différentes hauteurs, mais elle n'a pas été trouvée. La figure 2.20 page ci-contre donne un exemple de tracé de PMF en fonction de la longueur moyenne des chemins minimaux, pour des relevés topographiques pris au point milieu sur des chemises brutes.

Ces résultats portent à penser que les stries profondes présentes sur la surface des chemises ne jouent pas un rôle important dans la circulation de l'huile à travers la zone de contact.

Lorsque deux surfaces sont en contact lubrifié, certains bassins versants peuvent se retrouver complètement isolés, fermés, si bien que l'huile qu'ils contiennent contribue à la portance de façon hydrostatique. Réciproquement, certains bassins versants peuvent être connectés à l'extérieur de la zone de contact, par l'intermédiaire de canaux ou d'autres bassins. L'huile incluse dans de tels bassins contribue à l'effort normal de façon hydrodynamique. Les différents types de bassins ont été étudiés, pour un niveau de coupe donné, et la proportion de la surface des bassins *hydrostatiques* par rapport à la surface totale des bassins a été calculée. Là encore, aucune corrélation n'a pas pu être mise en évidence.

2.5. Étude du contact entre la chemise et le segment

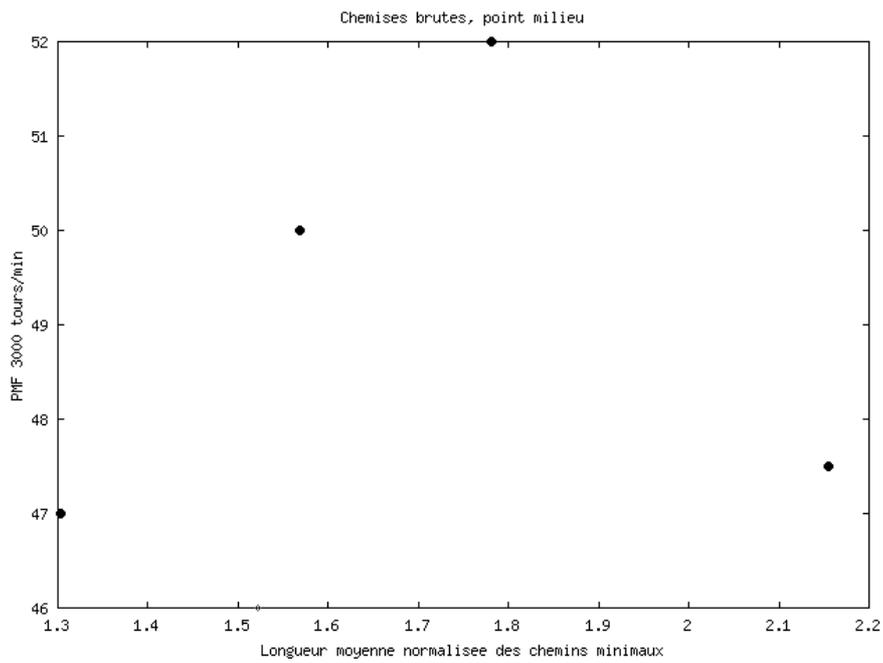


FIG. 2.20.: Étude géodésique : tracé de la PMF à 3000 t/min en fonction de la longueur moyenne des chemins minimaux pour des relevés pris au point milieu sur des chemises brutes

2.5.5. Conclusion

L'outil décrit ci-dessus a permis de mener une étude géométrique précise du contact entre deux solides, et plus particulièrement entre le segment et la chemise.

Suite aux résultats précédents, l'hypothèse suivante a été émise : la connexité des stries ne joue pas un rôle déterminant dans le *frottement hydrodynamique* entre la chemise et le segment. Afin de valider ces hypothèses, des dessins comportant des stries discontinues ont été proposés. Des essais avec ce type de surface ont donné des résultats similaires aux essais avec stries continues, confirmant ainsi cette hypothèse.

Une étude complémentaire sur le rôle éventuel des stries en tant que réservoirs a été effectuée, toujours avec des outils de traitement d'images. Aucune corrélation entre la PMF et la distance moyenne des points des plateaux au réservoirs d'huile le plus proche n'a été mise en évidence. Ceci porte à penser que le rôle des stries en tant que réservoirs d'huile n'est pas fondamental.

Il ne faut pas perdre de vue dans l'interprétation des résultats ci-dessus que ceux-ci ne concernent pour l'essentiel que le contact entre chemise et piston au point-milieu, car l'essentiel des pertes par frottement se produit à cet endroit.

2.6. Conclusion

Nous avons exposé dans ce chapitre les outils d'analyse d'image morphologiques qui ont été développées au CMM-ENSMM pour traiter les images de surface de cylindres acquises lors du projet PREDIT 97.T.0299.

Les outils d'analyse de surface cités précédemment seront repris dans la section 6.3.1 page 115 afin de caractériser les images topographiques ADEME.

Le milieu interstitiel dans le contact segment-chemise a été également étudié afin de mieux comprendre la mécanique de la lubrification du contact ; le but final de cette étude était d'établir une corrélation entre les essais SPC et des mesures géodésiques. Cette étude s'est montré insuffisante pour caractériser le contact segment-chemise car aucune corrélation avec les essais n'a été trouvée. Ces résultats laissent penser qu'une étude plus complète de la synergie segment-lubrifiant-chemise est nécessaire afin d'aboutir à des corrélations avec les essais. Mais avant de passer à une modélisation plus réaliste du contact segment-chemise, nous décrivons dans le chapitre suivant l'outil de simulation de textures.

3. Simulation des textures de surface

Le but de cet outil est de générer et simuler des nouvelles textures de surface de cylindre, meilleures en termes de frottement et de consommation d'huile, tout en respectant différentes contraintes fonctionnelles fixées par rapport à une surface de référence définie. Cette surface de référence correspond à une texture de type navette M50M50 mentionnée lors du PREDIT 97.T.0299, et a été modélisée à partir de l'état de surface actuel des fûts de cylindre réalisés en série. Elle permet également de mieux comprendre et suivre les performances des nouvelles surfaces testées lors du projet ADEME, ainsi que des futurs dessins de surface proposés.

Le processus de simulation peut théoriquement couvrir un espace de textures de surfaces très vaste, sans faire d'hypothèse simplificatrice. Nous allons donc utiliser plusieurs contraintes afin de restreindre cet espace ; ces contraintes peuvent résulter de causes variées : usinage, géométrie du cylindre, cinétique du contact segments-piston-chemise, etc. Nous allons également introduire deux contraintes fonctionnelles, que nous considérons essentielles pour les surfaces de chemises de cylindre, afin de préserver les performances de frottement et de consommation d'huile intéressantes.

3.1. Surface de référence

Elle a été réalisée par usinage mécanique effectué par un outil coupant tournant animé d'un mouvement de translation. L'angle des stries est déterminé par la combinaison de ces deux vitesses. Une illustration de la modélisation de la surface de référence est présentée dans la figure 3.1. Nous pouvons remarquer que cette modélisation périodique

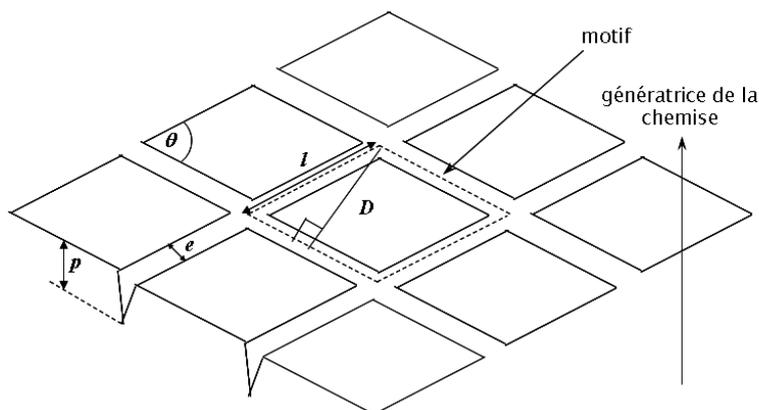


FIG. 3.1.: Modélisation déterministe de la surface de référence M50

3. Simulation des textures de surface

de la surface de référence, que nous appellerons **M50**, peut être décrite comme une disposition régulière de motifs, représentés ici par les plateaux. Les paramètres de la texture sont l'épaisseur des stries e , la profondeur des stries p , la distance inter-stries D et l'angle entre les deux directions de striations θ .

C'est une modélisation approximative, dans le but de l'utiliser dans des calculs déterministes ; en pratique les paramètres e , p et D varient et la texture n'est pas régulière, comme nous l'avons constaté et modélisé dans le chapitre 2 page 25. Par la suite, des valeurs moyennes seront assignées aux paramètres e , p et D . Les caractéristiques de la texture de cette surface de référence sont :

- usinage mécanique
- $\theta = (55 \pm 5)^\circ$
- $e = 30$ à $50 \mu m$
- $p = 15$ à $20 \mu m$
- $D = 500$ à $700 \mu m$

Ces valeurs ont été mesurées sur un moteur Renault V6.

3.2. Contraintes fonctionnelles

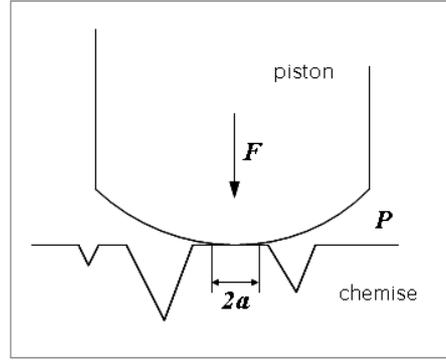
Les mesures rugosimétriques 2D classiques [29, 35] ainsi que les outils d'analyse présentés dans le chapitre 2 page 25 ne sont pas adaptés pour la caractérisation des textures périodiques comme celle de la figure 3.1 page précédente. De même, comme le PRE-DIT 97.T.0299 l'a bien montré, ces mesures ne sont pas appropriées pour obtenir des informations suffisantes sur les performances tribologiques des surfaces.

Des études de Pfestorf et al. [48] et Popp et al. [49] viennent confirmer les propos précédents. Ces travaux montrent que des paramètres 3D tels que l'*aire des cavités* et le *volume des cavités* d'une texture, qui sont des mesures plus proches de la quantité de lubrifiant contenu dans un contact, sont plus adaptés à caractériser les surfaces d'un point de vue tribologique que le Ra .

Compte tenu de ces éléments, deux contraintes fonctionnelles ont été définies pour les textures de cylindre, la *pression de contact maximale* $P_{c\ max}$ et le *volume d'huile par unité de surface* V_{hs} . Elles ont été élaborées par le LMS-ENSMM et ont pour but, d'une part, de garantir une amélioration des performances en frottement, et d'autre part de générer des nouvelles surfaces qui ne provoquent pas des changements importants sur la cinétique du contact segments-piston-chemise ou sur la consommation d'huile. Ainsi, les différentes surfaces réelles ou de synthèse d'une série de test ou de synthèse seront réalisées avec le même jeu de contraintes fonctionnelles.

3.2.1. Pression de contact maximale ($P_{c\ max}$)

La surface de contact entre le segment et la chemise est définie par le produit de la largeur de Hertz et du périmètre de la chemise. La modélisation du contact *hertzien* segment-chemise est présentée dans la figure 3.2 page ci-contre. Cette surface de contact

FIG. 3.2.: Modélisation du contact *hertzien* segment-chemise

S_c dépend des conditions du contact *hertzien* et de la géométrie du segment :

$$S_c = 2a\pi\phi_{chemise}, \quad (3.1)$$

$2a$ étant la largeur du contact de Hertz d'un cylindre sur un plan et $\phi_{chemise}$ le diamètre de la chemise du cylindre.

En fonction du cycle moteur, la pression P dans la chambre de combustion prend les deux valeurs extrêmes :

- P_{min} (quelques *bars*);
- P_{max} (180 *bar* sur moteur diesel, 30 *bar* sur maquette SPC).

Cette pression exerce une force F sur le segment, perpendiculaire à la surface de contact avec la chemise :

$$F = P\pi e_{seg}\phi_{int\ seg} + F_t, \quad (3.2)$$

$\phi_{int\ seg}$ étant le diamètre intérieur du segment, e_{seg} l'épaisseur du segment et F_t la composante radiale de la tension dans le segment.

La pression de contact locale P_c est définie alors de la façon suivante :

$$P_c = \frac{F}{S_c} \quad (3.3)$$

Ce serait la pression en présence d'une surface de contact¹ sans cavités. Mais, du fait de la présence de rugosité, la surface *réelle* de contact S_{cr} (qui tient compte des cavités de la surface) est inférieure à S_c et la pression de contact locale maximale $P_{c\ max}$ s'écrit :

$$P_{c\ max} = \frac{F}{S_{cr}}. \quad (3.4)$$

Le taux des cavités de la surface s'écrit alors :

$$T_s = 1 - \frac{S_{cr}}{S_c}, \quad (3.5)$$

¹la rugosité du segment est négligeable par rapport à celle de la chemise.

3. Simulation des textures de surface

et en utilisant les équations 3.3 et 3.4 page précédente nous obtenons l'expression du taux des cavités en fonction de la pression de contact :

$$F = P_c S_c = P_{c\ max} S_{cr} \Rightarrow T_s = 1 - \frac{P_c}{P_{c\ max}} \quad (3.6)$$

La pression de contact locale P_c ne varie pas avec la géométrie de la surface de la chemise, mais seulement avec les conditions de contact sur le segment. En revanche, la pression de contact locale maximale $P_{c\ max}$ varie avec le paramètre T_s .

Application numérique : pour un moteur diesel (surface de référence M50)

$$\begin{aligned} P &= 180 \text{ bar,} \\ 2a &= 59 \text{ } \mu\text{m,} \\ \phi_{chemise} &= 87 \text{ mm,} \\ \phi_{int. seg.} &= 79.8 \text{ mm,} \\ D &= 700 \text{ } \mu\text{m,} \\ e &= 50 \text{ } \mu\text{m,} \\ \theta &= 55^\circ, \end{aligned}$$

ce qui donne des valeurs de surface de contact $S_{c\ Ref.} = 16.2 \text{ mm}^2$ et $S_{cr\ Ref.} = 14.99 \text{ mm}^2$. La pression de contact maximale dans ce cas est $P_{c\ max\ Ref.} = 452.27 \text{ MPa}$ et le taux de cavités de la surface correspondant est $T_{s\ Ref.} = 0.07435$.

On définit la contrainte N°1 sur la pression de contact maximale : il faut que la pression de contact maximale sur la chemise avec une nouvelle striation soit inférieure ou égale à la pression de contact sur la chemise référence :

$$P_{c\ max} (\text{nouvelle texture}) \leq P_{c\ max\ Ref.}, \quad (3.7)$$

ce qui en termes de taux de cavités, pour la même configuration de contact², s'exprime :

$$T_s (\text{nouvelle texture}) \leq T_{s\ Ref.}, \quad (3.8)$$

Cette condition doit être satisfaite surtout dans la zone du haut du fût (PMH - explosion) où la pression P est importante et la lubrification est en régime limite.

3.2.2. Volume d'huile par unité de surface (V_{hs})

Ce critère est défini sur toute la surface ; c'est une contrainte globale, contrairement à la pression de contact. On définit V_{hs} comme le *volume d'huile par unité de surface* :

$$V_{hs} = \frac{V_{cav}}{S_t}, \quad (3.9)$$

V_{cav} étant le volume des cavités de la texture, mesuré en dessous du niveau des plateaux inter-stries, et S_t la surface totale balayée par le segment.

²pour les mêmes conditions de contact, la pression de contact P_c associée à une surface sans cavités sera la même.

On définit la contrainte **N°2** sur le volume d'huile unité de surface :

$$V_{hs} (\text{nouvelle texture}) \geq V_{hs Ref}. \quad (3.10)$$

Le V_{hs} des nouvelles textures doit être donc supérieur à celui de référence afin de pouvoir atteindre des meilleurs performances tribologiques.

Application numérique : surface de référence M50

$$D = 700 \mu m,$$

$$e = 50 \mu m,$$

$$\theta = 55^\circ,$$

$$p = 15 \mu m,$$

ce qui donne $V_{hs Ref.} = 0.535 \mu m^3 / \mu m^2$.

Ce critère est à priori plus pertinent en haut du fût (PMH) où la lubrification est en régime limite (pression de contact maximale et vitesse nulle).

3.3. Modélisation

Nous avons vu dans la section 3.1 page 53 que la surface de référence a été modélisée de façon déterministe comme une distribution régulière de mailles élémentaires.

Un autre aspect qui intervient est la définition des contraintes fonctionnelles. Nous avons vu dans la section 3.2 page 54 que ces grandeurs sont définies par unité de surface, d'où leur aspect local ; il est donc intéressant de simuler des surfaces qui gardent cet aspect local des contraintes précédentes. Cet aspect est d'autant plus important si l'on tient compte de la faible surface de contact du segment.

Compte tenu des éléments ci-dessus, nous allons suivre la même démarche et modéliser la texture des surfaces comme une disposition de motifs élémentaires avec des géométries et des profils variés, qui représentent les cavités ; ces motifs seront disposés de façon à ce qu'ils partitionnent la surface en mailles élémentaires, pour une disposition régulière par exemple, et que les contraintes fonctionnelles soient respectées au niveau de chaque maille.

3.3.1. Paramètres

Pour la réalisation des nouvelles textures plusieurs formes de base, profils et types de dispositions ont été considérés pour les motifs.

3.3.1.1. Motifs

Les quatre formes de base qui ont été sélectionnées pour la géométrie du motif sont illustrées dans la figure 3.3 page suivante.

strie Le motif a été choisi pour la génération des surfaces avec une seule direction de striation, en tirage continu ou interrompu. Des striations à 0° seront notamment réalisées à l'aide de ce motif. Les paramètres géométriques du motif sont l'angle

3. Simulation des textures de surface

θ par rapport à l'horizontale, la largeur e et la longueur l (figure 3.3(a)). Les paramètres e et l permettent de jouer sur l'anisotropie de la maille élémentaire.

croix Il permet de générer les surfaces du même type que la surface de référence (stries croisées continues ou interrompues, suivant deux directions). Pour réaliser cela, il sera associé avec une disposition régulière en maille rectangulaire. Les paramètres géométriques du motif sont l'angle θ entre les deux directions de striation, la largeur des stries e , la longueur des stries l et la distance intra-stries d - égale à $0 \mu m$ pour la striation continue (figure 3.3(b)).

losange Les paramètres géométriques du motif sont l'arrête a_l et l'angle du losange β (figure 3.3(c)). De même que pour la strie, ces deux paramètres permettent de jouer sur l'anisotropie du motif.

cercle L'intérêt principal de ce motif est son isotropie. Il est également intéressant de par sa géométrie qui ne présente pas de discontinuité, contrairement aux autres motifs. Le seul paramètre du motif est le rayon r du cercle (figure 3.3(d)).

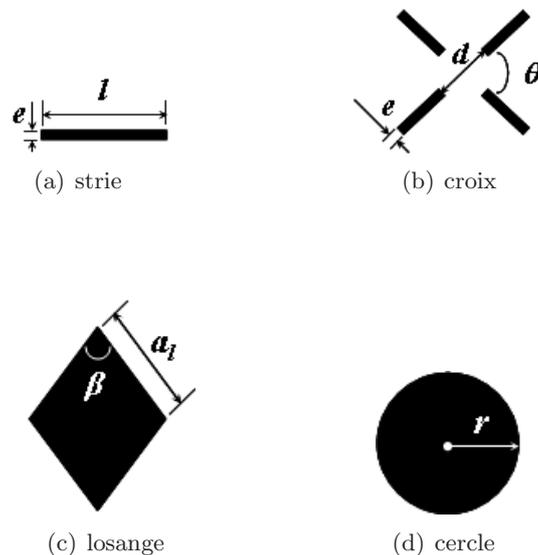


FIG. 3.3.: Les motifs de base de la simulation

3.3.1.2. Profils

Pour chaque forme de motif parmi celles décrites précédemment l'on associe un des quatre profils présentés dans la figure 3.4 page suivante afin de créer la cavité élémentaire de la texture. Ce sont des profils de base que l'on considère à la fois intéressants et réalisables techniquement.

triangulaire C'est le profil classique des striations des chemises actuelles et le plus facile à réaliser en pratique, de façon mécanique ou par gravure laser (figure 3.4(a) page ci-contre).

trapézoïdal Ce profil, pour une surface de motif et une profondeur données, donne des cavités plus volumineuses que le profil triangulaire (figure 3.4(b)).

rectangulaire C'est le profil qui maximise le volume de la cavité élémentaire, pour une surface de motif et une profondeur données. Son principal désavantage est la forte discontinuité de la pente (figure 3.4(c)), ce qui le rend inutilisable pour des calculs analytiques et peut générer des problèmes même pour des codes numériques.

hémisphérique L'intérêt principal de ce profil est son isotropie. Il est également intéressant pour sa géométrie qui correspond à la dérivée première la plus continue parmi tous les profils (figure 3.4(d)).

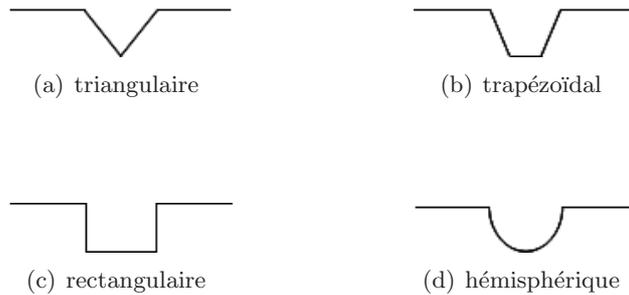


FIG. 3.4.: Les profils de base de la simulation

L'association des formes de motifs de base M_i (de surface S_s) et des profils P_i (de profondeur p) génère différents motifs volumiques ou cavités (de volume V_m). Une illustration d'un motif volumique, prisme généré par une strie associée à un profil triangulaire, est présentée dans la figure 3.5.

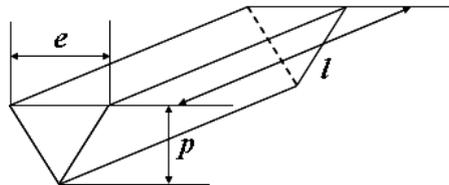


FIG. 3.5.: Exemple de motif volumique élémentaire : strie triangulaire ($f_p = 1/2$)

Nous appelons *fonction volumique* le rapport

$$f_p = \frac{V_m}{V_t}, \quad (3.11)$$

où $V_t = S_s \cdot p$ est le volume total généré par un motif de surface S_s qui balaye une profondeur p (équivalent à un profil rectangulaire de profondeur p). Quelques exemples de fonctions volumiques sont donnés ci-dessous.

Fonctions volumiques

3. Simulation des textures de surface

cône : motif cercle + profil triangulaire, $f_p = 1/3$

tronc de cône : motif cercle + profil trapézoïdal, $f_p = 5/8$

pyramide : motif losange + profil triangulaire, $f_p = 1/3$

prisme : motif strie + profil triangulaire, $f_p = 1/2$

hémisphère : motif cercle + profil hémisphérique, $f_p = 2/3$

demi-cylindre : motif strie + profil hémisphérique, $f_p = \pi/4$

3.3.2. Disposition

Pour la disposition des motifs sur la surface du cylindre, deux approches ont été retenues :

1. disposition *régulière*, à l'aide d'une maille élémentaire contenant le motif volumique ; deux géométries de maille seront utilisées : *rectangulaire* et *hexagonale*.
2. disposition *aléatoire*, en plaçant les motifs de façon aléatoire sur la surface du cylindre ; quelques contraintes seront néanmoins respectées, telles que les contraintes fonctionnelles ou des contraintes technologiques.
3. disposition *semi-aléatoire*, en choisissant de façon aléatoire seulement certains paramètres de la simulation.

3.3.2.1. Disposition régulière

Dans cette disposition, les contraintes taux de cavités T_s et volume d'huile par unité de surface V_{hs} seront appliquées au niveau local, c'est à dire dans la maille élémentaire. Si S_s désigne la surface du motif et S_m celle de la maille, nous pouvons écrire :

$$T_s = \frac{S_s}{S_m}, \quad (3.12)$$

et

$$V_{hs} = \frac{f_p S_s p}{S_m}, \quad (3.13)$$

f_p étant la fonction volumique définie précédemment. A partir de ces expressions, en faisant le rapport V_{hs}/T_s , nous obtenons :

$$\frac{V_{hs}}{T_s} = f_p p. \quad (3.14)$$

Cette expression est très importante. V_{hs} et T_s sont des données d'entrée connues ; si on veut respecter ces contraintes au niveau local de la maille et une fois le choix du motif et du profil³ fait, l'expression 3.14 permet d'obtenir automatiquement la profondeur des motifs p , pour une disposition régulière.

³ce qui permet de déduire automatiquement le f_p correspondant.

Maille rectangulaire

Cette géométrie de maille a été retenue en premier lieu pour pouvoir générer (en combinaison avec le motif croix) les surfaces striées interrompues. Il permet généralement de créer des alignements de motifs et de structures. Une illustration de la disposition régulière en maille rectangulaire est présentée dans la figure 3.6.

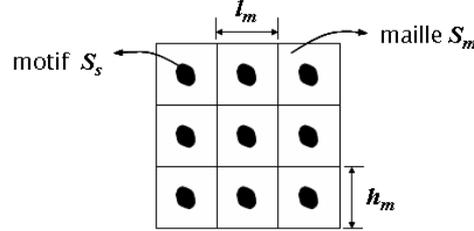


FIG. 3.6.: Disposition régulière de motifs en maille rectangulaire

La surface du cylindre est partitionnée en rectangles. Les dimensions l_m et h_m de la maille rectangulaire sont calculées en fonction de la géométrie du motif et doivent respecter d'une part les contraintes fonctionnelles

$$S_m = l_m h_m = \frac{S_s}{T_s}, \quad (3.15)$$

et d'autre part des contraintes géométriques liées à la symétrie de révolution du cylindre

$$N_{circ} \cdot l_m = \pi \phi_{chemise}, \quad (3.16)$$

N_{circ} étant le nombre de motifs disposés sur une circonférence du cylindre.

Maille hexagonale

C'est la maille qui permet la répartition des motifs la plus isotrope. Un schéma de cette disposition est donnée dans la figure 3.7.

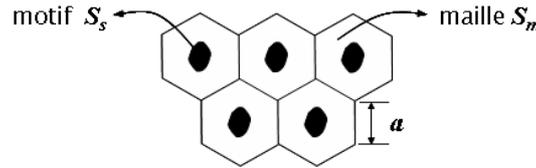


FIG. 3.7.: Disposition régulière de motifs en maille hexagonale

Si a désigne l'arrête de la maille hexagonale, la distance inter-motifs est alors $D = a\sqrt{3}$ et la surface de la maille $S_m = 3\sqrt{3}a^2/2$. Comme pour ce type de disposition les contraintes fonctionnelles sont respectées au niveau de la maille, $T_s = S_s/S_m$, et nous obtenons donc la contrainte suivante sur l'arrête a de la maille :

$$\frac{S_s}{T_s} = \frac{\sqrt{3}}{2} D^2 \implies \frac{3\sqrt{3}}{2} a^2 = \frac{S_s}{T_s}. \quad (3.17)$$

3. Simulation des textures de surface

L'arrête de la maille hexagonale a doit également respecter des contraintes géométriques liées à la symétrie de révolution de la surface du cylindre, analogue à celle imposée pour la maille rectangulaire :

$$N_{circ} a\sqrt{3} = \pi\phi_{chemise}. \quad (3.18)$$

3.3.2.2. Disposition aléatoire

Dans ce cas nous allons placer les motifs de façon aléatoire possible, sans recouvrement, sur la surface développée de la chemise, tout en respectant les contraintes fonctionnelles de la section 3.2 page 54. La figure 3.8 illustre la modélisation de ce type de disposition des motifs.

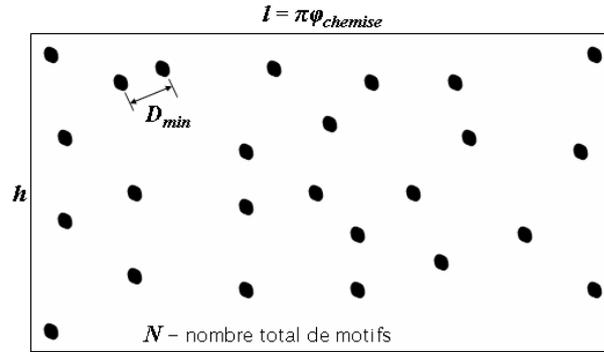


FIG. 3.8.: Disposition aléatoire des motifs

L'avantage principal de cette disposition réside dans le placement aléatoire qui permet notamment d'éviter l'alignement des motifs ou la création de structures qui peuvent avoir une influence néfaste sur la cinétique du segment, pouvant entraîner par la suite des phénomènes d'usure anisotrope des segments ou de la surface du cylindre.

Soit N le nombre de motifs à disposer, S_t l'aire de la surface développée de la chemise et S_s l'aire du motif élémentaire. Contrairement à la disposition régulière, les contraintes fonctionnelles ont cette fois-ci un caractère global et non plus local, en s'appliquant à la totalité de la surface de la chemise. L'expression du taux de cavités est alors

$$T_s = \frac{N S_s}{S_t}, \quad (3.19)$$

et celui du volume par unité de surface

$$V_{hs} = \frac{N f_p S_s p}{S_t}. \quad (3.20)$$

En faisant le rapport des deux nous obtenons

$$\frac{V_s}{T_s} = f_p p. \quad (3.21)$$

De la même manière que pour la disposition régulière, nous pouvons remonter, à partir des contraintes fonctionnelles et de la géométrie du motif, à la profondeur du motif.

Nous pouvons écrire également que $N S_s = T_s S_t = const.$; ceci veut dire que le nombre de motifs à placer, la surface développée de la chemise et la contrainte T_s déterminent de façon exacte la surface du motif S_s .

Un autre aspect dont il faut tenir compte est la distance inter-motifs. Le caractère aléatoire du placement des motifs peut générer de motifs très rapprochés, voire qui se recouvrent; pour éviter cela on peut imposer une distance D_{min} entre les motifs lors du placement aléatoire. Plus le paramètre D_{min} est grand, plus la distribution des motifs sera proche d'une distribution régulière homogène en maille hexagonale; le paramètre D_{min} doit être tout naturellement inférieur à distance inter-motifs D correspondant à la maille hexagonale.

3.3.2.3. Disposition semi-aléatoire

Soit S_t la surface développée du cylindre de largeur $l = \pi \phi_{chemise}$ et de hauteur h . Dans un premier temps, cette disposition prévoit de placer de façon régulière un nombre constant de motifs n , équidistants et alignés sur la circonférence du cylindre. Ensuite, chaque deux rangées successives de motifs sont décalées l'une par rapport à l'autre d'une distance $a = \alpha \phi_{chemise}/2$, α étant un angle aléatoirement choisi à chaque fois. L'illustration de la modélisation de cette disposition est donnée dans la figure 3.9.

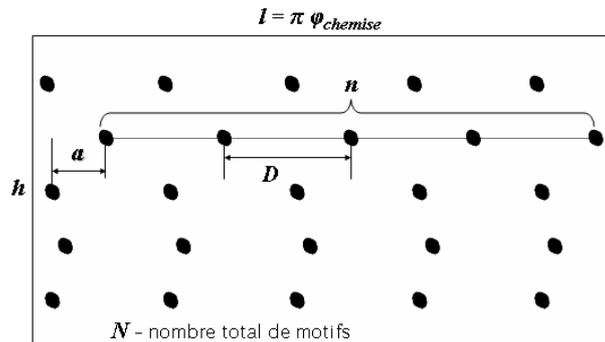


FIG. 3.9.: Disposition semi-aléatoire des motifs

De même que pour la disposition aléatoire, l'aléa qui intervient au niveau du décalage entre les rangées successives de motifs permet d'éviter la création de structures sur la hauteur du cylindre.

Cette disposition présente néanmoins un avantage significatif par rapport à la précédente, complètement aléatoire. En effet, le placement équidistant des motifs dans une rangée réduit considérablement certaines composantes des forces et des moments induits par les motifs sur le segment de passage sur la surface de la chemise; ce type de texture permet donc un meilleur équilibre du segment, tout en évitant les alignements de motifs.

3. Simulation des textures de surface

Soit N le nombre de motifs à disposer, S_t l'aire de la surface développée de la chemise et S_s l'aire du motif élémentaire. De même que pour la disposition aléatoire, l'expression du taux de cavités est alors

$$T_s = \frac{N S_s}{S_t}, \quad (3.22)$$

et celui du volume par unité de surface

$$V_{hs} = \frac{N f_p \cdot S_s p}{S_t}. \quad (3.23)$$

En faisant le rapport des deux nous obtenons

$$\frac{V_s}{T_s} = f_p p, \quad (3.24)$$

ce qui permet de remonter à la profondeur p des motifs.

Soit n_l le nombre de rangées à placer ; nous avons $N = n_l n$. Si $D = l/n = h/n_l$ alors nous obtenons $N = S_t/D^2$ et $T_s = S_s/D^2$.

Dans les deux cas de disposition aléatoire il faut travailler sur des hauteurs h faibles pour garder l'aspect le plus local possible de la pression de contact maximale P_{cmax} et donc du T_s . Celle-ci varie fortement avec la position du segment entre le point-mort-bas et le point-mort-haut car la pression sur le segment varie aussi fortement. Ceci veut dire que si l'on veut avoir une contrainte de pression de contact constante sur toute la surface du cylindre, la densité des motifs devra être variable entre le point-mort-bas et le point-mort-haut.

3.3.3. Contraintes sur les paramètres

En dehors des contraintes fonctionnelles de la section 3.2 page 54 et des contraintes géométriques spécifiques à chaque disposition décrite précédemment, il existe un grand nombre de contraintes technologiques (de réalisation) sur les paramètres de la simulation, dont il faudra en tenir compte afin de simuler des textures *réalistes*. En voici quelques exemples :

- sur la distance inter-stries D : en usinage mécanique.
- sur la profondeur des motifs p : la profondeur du motif est bornée, pour des raisons technologiques ; on peut rencontrer une telle situation en gravure laser par exemple, où l'épaisseur du faisceau laser impose une profondeur minimale à graver de l'ordre du micromètre. De même, des profondeurs maximales de l'ordre de $70 \mu m$ sont difficilement réalisables ou demanderaient un temps de réalisation considérable.
- sur l'épaisseur des stries e : dépend fortement de l'outil de réalisation ; en gravure laser par exemple, le faisceau possède un certain diamètre ce qui implique une relation entre e et p et une contrainte sur l'épaisseur minimale.
- sur la longueur des motifs l : la contrainte sur la longueur du motif existe uniquement dans le cas de striations interrompues, elle est imposée par le temps d'arrêt de l'outil ou l'extinction du laser ; des valeurs minimales de l'ordre de $50 \mu m$ sont à prévoir pour ce type de striation.

- sur le motif : des contraintes de temps peuvent surgir ; parmi les motifs considérés, certains seront plus difficiles à graver.
- sur le profil : la contrainte sur la forme du profil est figée par l'outil de gravure, mécanique ou laser.

3.4. L'outil de simulation

A partir des éléments exposés précédemment nous avons développé un code de simulation de textures. C'est un outil simple, écrit en langage C, qui utilise une console en mode texte pour entrer les différents paramètres de la simulation et qui fournit en sortie la topographie de la texture de surface sous forme d'image à niveaux de gris. Les différentes étapes à suivre lors du processus de simulation sont présentées de façon succincte par l'algorithme A.1 page 225 de l'annexe A.1 page 225.

3.4.1. Entrées

3.4.1.1. Contraintes fonctionnelles

Il s'agit des paramètres décrits dans la section 3.2 page 54 : le volume d'huile par unité de surface V_{hs} , la pression de contact P_c et la pression de contact maximale (réelle) $P_{c\ max}$. Les deux dernières permettent de calculer le taux de cavités T_s , caractéristique intrinsèque de la surface. Les valeurs d'entrée doivent respecter les contraintes fonctionnelles fixées par la surface de référence M50 :

$$\begin{aligned} V_{hs} &\geq V_{hs\ Ref.} = 0.535 \mu m^3 / \mu m^2 \\ T_s &\leq T_{s\ Ref.} = 0.07435 \end{aligned}$$

3.4.1.2. Motif

Il s'agit des quatre motifs proposés dans la section 3.3.1 page 57. Il faut préciser que les paramètres géométriques d'entrée du motif sont donnés à titre indicatif, les différentes contraintes appliquées par la suite changeront légèrement ces données.

3.4.2. Calcul des paramètres géométriques

Pour chaque combinaison motif-profil-disposition une procédure de calcul des paramètres restants est appelée. Le premier paramètre calculé est la profondeur des motifs p qui résulte automatiquement des entrées précédentes.

Pour la disposition **régulière**, les dimensions de la maille sont calculées (l'arrête de la maille hexagonale ou les dimensions de la maille rectangulaire). Ensuite les dimensions des motifs sont ajustées afin de respecter les contraintes imposées. Par exemple, nous allons prendre un motif strie triangulaire disposé régulièrement en maille hexagonale. Les paramètres géométriques de la strie demandés en entrée par le code seront l'angle θ par rapport à l'horizontale, la largeur e et la longueur l de la strie. En appliquant les contraintes géométriques 3.17 page 61 et 3.18 page 62 spécifiques à la disposition en maille hexagonale, la valeur de l sera modifiée en conséquence. Au final, un test de

3. Simulation des textures de surface

validité est effectué : si le motif ne rentre pas dans la maille, la configuration, avec les contraintes spécifiées, n'est pas réalisable.

Pour la disposition **semi-aléatoire** les calculs sont basés sur la disposition régulière en maille hexagonale. La distance intra-motifs sur la même rangée (circonférence) et la distance entre deux lignes successives sont calculées à partir de la disposition en maille hexagonale. Ces distances sont ensuite ajustées pour respecter les contraintes géométriques spécifiques (une circonférence doit contenir un nombre constant de motifs équidistants) et les contraintes fonctionnelles. Le décalage des rangées successives est finalement assuré par des rotations d'angle aléatoire.

Pour la disposition **aléatoire** deux situations sont envisageables :

- l'intersection des motifs est permise ; les coordonnées des motifs à placer sont générées au hasard et le placement des motifs est effectué jusqu'à ce que les contraintes fonctionnelles soient respectées.
- l'intersection des motifs n'est pas permise ; le placement d'un motif est effectué si et seulement s'il ne s'intersecte pas avec un motif déjà placé. Ceci est équivalent, en termes morphologiques, à placer les motifs en dehors des dilatés par eux-mêmes (paramètre D_{min}) des motifs déjà placés. Le placement continue jusqu'à ce que les contraintes fonctionnelles soient respectées.

Pour une disposition plus homogène, mais non pas régulière, il est possible de s'appuyer sur la disposition en maille hexagonale. En effet, si le placement d'un motif est effectué à une distance minimale D_{min} des centres des motifs voisins, la disposition se rapproche avec l'accroissement de D_{min} de la disposition en maille hexagonale. Le paramètre D_{min} aura alors comme borne supérieure la distance inter-motifs D correspondant à la disposition en maille hexagonale.

3.4.3. Génération de la surface

A partir des paramètres géométriques calculés dans les étapes précédentes nous passons, si la texture est valide, au processus de génération de l'image topographique de la surface.

Nous nous limitons ici à générer des dessins de texture de surface déterministes. Le but étant de comparer les performances de ces dessins entre eux, nous n'allons pas chercher une modélisation *réaliste* de la surface et pour cette raison la micro-rugosité des plateaux n'est pas reproduite par la simulation. C'est un choix simplificateur que nous avons fait et que nous considérons judicieux dans le contexte de l'étude. Néanmoins, une modélisation de la micro-rugosité des plateaux pourrait être facilement attachée au processus de simulation en utilisant des approches telles que celle présentée dans la section 2.3.2 page 36.

La surface de sortie sera donc une image 2D à niveaux de gris. Le codage de l'image sur 8 bits a été considéré approprié pour représenter avec une échelle suffisamment fine⁴ les profondeurs des motifs courants.

⁴en général la profondeur des textures n'excède pas les 50 μm ce qui implique des échelles de l'ordre de 0.2 $\mu m/niveau$ pour les plus grossières, suffisamment fines.

A partir des plateaux correspondant au niveau de gris maximal (255) les motifs volumiques choisis seront soustraits pour générer les cavités de la texture. Pour la représentation numérique des différentes formes géométriques des méthodes spécialisées telles que l'algorithme de traçage de droites de Bresenham seront utilisées.

3.4.4. Écriture des données

L'image de la surface de sortie ainsi que tous les paramètres d'entrée ou de sortie de la simulation sont sauvegardés sur le disque. L'image résultante contiendra le nombre de motifs qui peuvent être entièrement placés sur la zone de simulation souhaitée; ce nombre peut être égal à 0 si les dimensions de cette zone ne le permettent pas.

3.4.5. Exemples

Nous allons donner deux exemples de simulation de textures, un faisant appel à une disposition régulière en maille hexagonale et un autre qui met en œuvre le placement semi-aléatoire des motifs.

En choisissant les mêmes conditions de contact que dans la section 3.2.1 page 54 nous avons $P_c = P_{c Ref.} = 4186.42 \text{ bar}$. Pour respecter les contraintes fonctionnelles nous choisissons $P_{c max} = 4400 \text{ bar} \leq P_{c max Ref.}$, ce qui donne un taux de cavités $T_s = 0.05$ également inférieur à $T_{s Ref.} = 0.07$. Nous prenons un $V_{hs} = 0.7 \mu m$, supérieur au $V_{hs Ref.} = 0.535 \mu m$.

3.4.5.1. Exemple de disposition régulière

La figure 3.10 montre l'image de texture de surface simulée à l'aide un motif cercle à profil triangulaire et disposé en maille hexagonale.

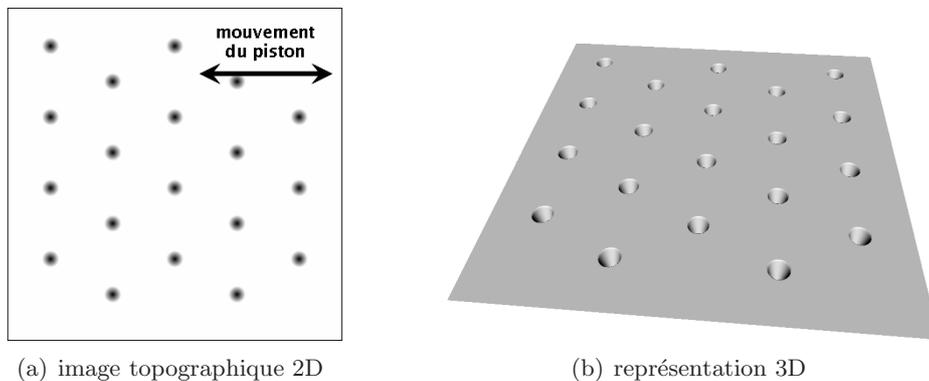


FIG. 3.10.: Représentation en niveaux de gris d'une texture de synthèse régulière : motif circulaire à profil triangulaire disposé en maille hexagonale

L'ensemble des paramètres de la simulation est donné ci-dessous.

3. Simulation des textures de surface

Paramètres de la simulation :

- Diamètre de la chemise (mm) : 87.00
- Pression de contact maximale - surface texturée (bar) : 4400.00
- Pression de contact - surface sans texture (bar) : 4186.42
- Volume d'huile / unité de surface (μm) : 0.70
- Taux de cavités : 0.048
- Motif : cercle
 - Rayon (μm) : 50.01
- Profil : triangulaire
 - Profondeur du motif (μm) : 43.26
- Disposition : maille hexagonale
 - Arrête de la maille hexagonale (μm) : 249.60
 - Distance inter-motifs (μm) : 432.33
- Image de synthèse :
 - Résolution ($\mu m/pixel$) : 3.00
 - L'échelle des niveaux ($\mu m/niveau$) : 0.17
 - Largeur de la zone de simulation (mm) : 2.00
 - Hauteur de la zone de simulation (mm) : 2.00

Le rayon du cercle du motif souhaité était de $50 \mu m$; la valeur finale de $50.01 \mu m$ a été obtenue après avoir tenu compte des différentes contraintes présentes pour ce type de disposition.

De même, l'échelle des niveaux de gris entrée était de $0.1 \mu m/niveau$; comme nous avons affaire à des motifs relativement profonds ($43.26 \mu m$), l'échelle a été automatiquement recalculée afin de pouvoir coder la profondeur du motif sur 8 bits.

3.4.5.2. Exemple de disposition semi-aléatoire

Dans la figure 3.11 est illustrée l'image de texture d'une surface simulée à l'aide d'un motif strie à profil rectangulaire et disposé de façon semi-aléatoire.

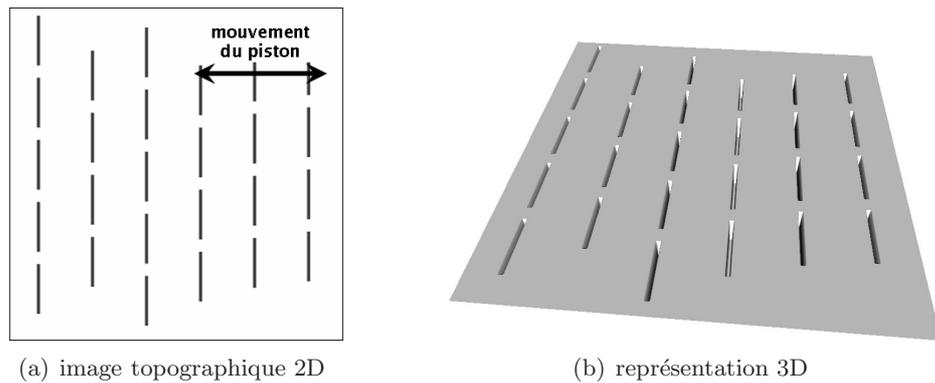


FIG. 3.11.: Représentation en niveaux de gris d'une texture de synthèse semi-aléatoire : strie en disposition semi-aléatoire

Les paramètres de la simulation sont donnés ci-dessous.

Paramètres de la simulation :

- Diamètre de la chemise (mm) : 87.00
- Pression de contact maximale - surface texturée (bar) : 4400.00
- Pression de contact - surface sans texture (bar) : 4186.42
- Volume d'huile / unité de surface (μm) : 0.7
- Taux de cavités : 0.048
- Motif : strie
 - Angle θ / l'horizontale ($^\circ$) : 0
 - Largeur (μm) : 20.00
 - Longueur (μm) : 300.00
- Profil : rectangulaire
 - Profondeur du motif (μm) : 19.23
- Disposition : semi-aléatoire
 - Distance horizontale entre motifs (μm) : 378.03
 - Distance verticale entre rangées (μm) : 326.97
 - Distance moyenne inter-motifs (μm) : 499.82
- Image de synthèse :
 - Résolution ($\mu m/pixel$) : 3.00
 - L'échelle des niveaux ($\mu m/niveau$) : 0.10
 - Largeur de la zone de simulation (mm) : 2.00
 - Hauteur de la zone de simulation (mm) : 2.00

Nous pouvons remarquer notamment le décalage aléatoire entre deux rangées de stries successives.

3.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté un outil de simulation de textures capable de générer des nouveaux dessins de surface de cylindre, tout en respectant des contraintes fonctionnelles et géométriques fixées. L'outil a été implanté sous forme d'algorithme en C et il a été utilisé par la suite à générer des textures qui ont servi plus loin aux travaux d'optimisation.

3. *Simulation des textures de surface*

4. Prédiction du frottement : modélisation du contact hydrodynamique

Dans ce chapitre, nous allons décrire le modèle prévisionnel de calcul du frottement que nous avons développé afin d'étudier la tribologie du contact segments-piston-chemise (SPC).

Nous avons vu dans les chapitres précédents que les outils mis en place lors des projets précédents sont insuffisants pour décrire les performances tribologiques, voire de consommation d'huile, des surfaces de cylindre. Dans des conditions de contact hydrodynamique, le segment entraîne un film d'huile visqueuse au dessus de la surface de la chemise. L'écoulement dans cette couche mince et les phénomènes physiques présents sont très compliqués et engendrent des frottements difficilement prédictibles via la seule étude de la topographie de la surface.

Depuis une dizaine d'années, une nouvelle discipline s'est développée : il s'agit de la dynamique des fluides numérique ou C.F.D.¹ qui se trouve au confluent de la mécanique des fluides, de l'analyse numérique et de l'informatique. Son intérêt s'est accru avec l'amélioration des performances des calculateurs (mémoire, vitesse). En outre, les simulations en C.F.D. tendent à remplacer certaines expériences qui peuvent s'avérer très coûteuses et difficiles à mener ; c'est notre cas. Nous allons donc exploiter les avancées de cette discipline et nous allons employer des méthodes numériques afin de résoudre l'écoulement dans le contact SPC.

Nous allons donc mettre en place un modèle numérique 3D du contact hydrodynamique SPC pour étudier la synergie de l'ensemble segment-huile-chemise ; ce modèle a été introduit dans [63] et a déjà fait l'objet d'une publication dans [65]. L'écoulement du fluide à l'intérieur du contact sera étudié à l'aide des équations de Reynolds ou de Navier-Stokes. Dans le cadre de la modélisation mathématique, les effets des petits obstacles sur l'écoulement global seront retenus ; le modèle tiendra compte de la rugosité de la chemise (sous forme d'images topographiques) et des paramètres géométriques et physiques du contact. Le résultat final sera un champ complet de vitesse et de pression de l'écoulement, à partir desquels il sera possible de remonter à de nombreuses grandeurs locales ou globales.

Même si notre modèle se propose de rester le plus générique possible (en vue d'autres applications), tenant compte de la complexité des phénomènes à l'intérieur du contact, plusieurs hypothèses simplificatrices seront faites. Il faut rappeler que le but du modèle n'est pas de donner une mesure exacte du frottement réel entre segment et chemise, mais une estimation représentative pour la surface étudiée ; cette estimation permettra ensuite de la comparer, en termes de frottement par exemple, à d'autres surfaces, et

¹Computational Fluid Dynamics (ang.)

4. Prédiction du frottement : modélisation du contact hydrodynamique

plus particulièrement à la surface de référence ou aux surfaces utilisées actuellement en service.

4.1. Modèle géométrique

Dans les figures 1.6 page 7 et 1.7 page 8 nous avons vu que le profil des segments d'étanchéité n'est pas rectangulaire ; ils présentent en général une légère courbure afin de créer de la portance et permettre un contact hydrodynamique. Compte tenu du caractère *estimatif* et *comparatif* de notre modèle, et comme nous ne nous intéressons pas à la topographie du segment mais à celle de la chemise², nous allons simplifier la modélisation et remplacer le segment par un plan. La rugosité du segment est également négligée car elle est nettement inférieure à celle de la chemise ; en pratique le Ra des segments est inférieur à $0.1 \mu m$ alors que la rugosité des chemises est caractérisée par des Ra généralement supérieurs à $0.5 \mu m$.

Il s'agit donc d'étudier l'écoulement 3D d'un film mince de fluide visqueux incompressible entraîné par une plaque lisse au dessus d'une plaque rugueuse. La modélisation mathématique du contact est détaillée dans la section suivante.

On considère un fluide visqueux incompressible occupant à l'instant t un domaine horizontal limité supérieurement par une plaque lisse \mathcal{P} et inférieurement par une surface rugueuse \mathcal{R} . Le domaine étudié Ω , illustré dans la figure 4.1, est un domaine borné de \mathbb{R}^3 , et représente une portion connue, à l'instant t , d'un domaine plus vaste. Dans le

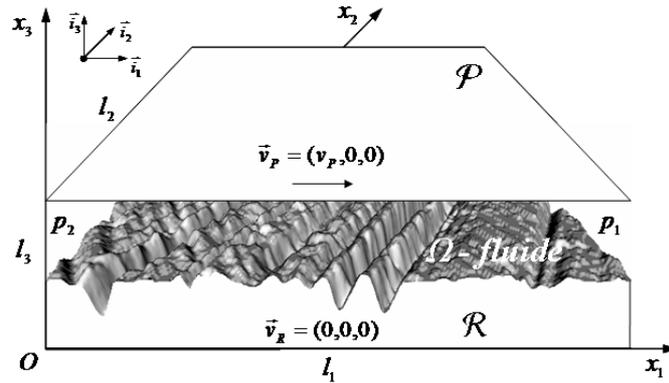


FIG. 4.1.: Modélisation 3D du contact segment-chemise

repère orthonormé direct $(0, \vec{i}_1, \vec{i}_2, \vec{i}_3)$ lié à un référentiel terrestre, l'expression de Ω est :

$$\forall x \in \mathbb{R}^3, x = (x_1, x_2, x_3) \in \Omega \iff \begin{cases} 0 \leq x_1 \leq l_1 \\ 0 \leq x_2 \leq l_2 \\ f(x_1, x_2) \leq x_3 \leq l_3 \end{cases} \quad (4.1)$$

²même en présence de segments à géométries diverses, le but principal reste de comparer et classifier les performances des textures des chemises.

f étant la fonction de \mathbb{R}^2 dans \mathbb{R} qui décrit la surface rugueuse \mathcal{R} . Les dimensions du domaine Ω sont respectivement l_1 , l_2 et l_3 . Nous supposons que $f(x_1, x_2) < l_3$ pour tout (x_1, x_2) , $0 \leq x_1 \leq l_1$ et $0 \leq x_2 \leq l_2$. Nous noterons Ω_i l'intérieur de Ω , et $\partial\Omega$ sa frontière.

La surface rugueuse \mathcal{R} est immobile et la plaque lisse \mathcal{P} se déplace avec une vitesse constante $\vec{v}_p = (v_p, 0, 0)$. Le mouvement du fluide engendré par le déplacement de la plaque lisse \mathcal{P} est décrit par sa vitesse $\vec{v} = (v_1, v_2, v_3)(x, t)$ et par sa pression $p = p(x, t)$. Les pressions aval et amont sont connues : $p_2 = p(0, x_2, x_3)$ et $p_1 = p(l_1, x_2, x_3)$.

4.2. Modèle physique

4.2.1. Hypothèses

La description mathématique des écoulements est associée à un ensemble d'hypothèses physiques qui constituent le *modèle physique*. Les résultats obtenus numériquement peuvent permettre à posteriori de rejeter ces hypothèses ou de s'en satisfaire. La formulation mathématique s'accompagne des hypothèses suivantes :

- c_1 : le fluide est considéré comme Newtonien et incompressible. Cela implique que les vitesses sont supposées faibles devant celle du son et que les phénomènes ondulatoires sont négligés.
- c_2 : la thermodynamique ne joue aucun rôle, les paramètres physiques caractéristiques du fluide (masse volumique ρ , viscosité η) sont des grandeurs considérées comme constantes. Les seules inconnues en chaque point sont le vecteur vitesse \vec{v} et la pression p .
- c_3 : toute réaction chimique est exclue dans le fluide supposé monophasique.
- c_4 : le fluide adhère totalement aux surfaces solides³.
- c_5 : les forces à distance⁴ sont négligées.

Nous voulons obtenir les champs de vitesse et de pression du fluide entraîné par \mathcal{P} , qu'on considère *infinie*, au dessus de \mathcal{R} . Ceci implique que les champs mentionnés sont constants dans le temps dans le référentiel choisi, qui est lié à \mathcal{R} ; l'étude est donc stationnaire.

4.2.2. Conditions aux limites

Pour résoudre l'écoulement à l'intérieur du contact, des conditions aux limites doivent être fixées. Si nous adoptons l'hypothèse d'une adhésion totale du fluide aux surfaces solides, des conditions classiques d'adhérence⁵ peuvent être établies à l'interface avec la plaque \mathcal{P} :

$$\vec{v} |_{(x \in \mathcal{P})} = v_p \cdot \vec{i}_1, \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \mathbf{n}} |_{(x \in \mathcal{P})} = 0, \quad (4.3)$$

³conditions aux limites d'adhérence.

⁴ici, les forces de gravité.

⁵à l'interface de contact, le fluide et le solide ont la même vitesse et le gradient de la pression est nul.

4. Prédiction du frottement : modélisation du contact hydrodynamique

et avec la surface rugueuse \mathcal{R} :

$$\vec{v} |_{(x \in \mathcal{R})} = \mathbf{0}, \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \mathbf{n}} |_{(x \in \mathcal{R})} = 0, \quad (4.5)$$

\mathbf{n} étant la normale à l'interface fluide-solide en chaque point x .

De plus, ces conditions sont complétées par les pressions imposées sur les faces avant et arrière du segment :

$$\begin{aligned} p(l_1, x_2, x_3) &= p_1, \\ p(0, x_2, x_3) &= p_2. \end{aligned} \quad (4.6)$$

On doit remarquer que les conditions aux limites sont incomplètes; il n'y a pas de condition sur l'axe x_2 . Comme on ne dispose d'aucune information supplémentaire, plusieurs options émergent.

La première serait d'imposer des conditions *restrictives* de type Dirichlet, alternative qui nécessiterait des a priori sur l'écoulement en $x_2 = 0$ et $x_2 = l_2$.

Une deuxième option, largement utilisée dans les applications, est d'employer des conditions de type *périodiques*. Malheureusement, elles ne sont pas adaptées à notre problème; en effet, il pourrait y avoir une grande dissimilitude entre les bords correspondant à $x_2 = 0$ et $x_2 = l_2$, et la périodicité introduirait des discontinuités, et donc des inconsistances dans l'équation de continuité. Cependant, ces conditions peuvent être utilisées en présence de certaines textures périodiques générées par l'outil de simulation, et qui ne comporte pas de rugosité de plateaux.

Une troisième option, alternative aux discontinuités introduites par les conditions périodiques, serait d'étendre le domaine d'étude en ajoutant un *miroir* de \mathcal{R} à $x_2 = l_2$, comme l'illustre figure 4.2, et d'appliquer les conditions aux limites de type *périodiques* au nouveau domaine constitué. Outre la duplication du domaine de calcul par l'opération

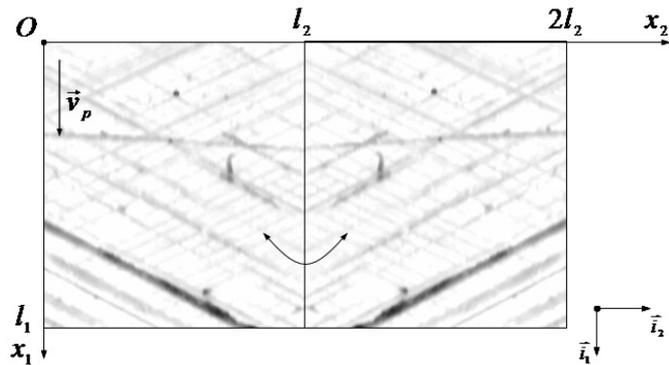


FIG. 4.2.: Les conditions aux limites de type miroir + périodiques

miroir, un inconvénient de cette alternative réside dans le faussement des valeurs résultantes pour $x_2 = 0$ et $x_2 = l_2$. En effet, dans la figure 4.2 on observe une discontinuité

de la direction des structures sombres (stries) pour $x_2 = l_2$ par exemple, discontinuité introduite par l'opération miroir.

Finalement, une quatrième option serait d'utiliser des conditions aux limites d'extrapolation, calculées à partir des valeurs voisines aux bords et donc cohérentes avec l'équation de continuité. Plus précisément, ces conditions aux limites qu'on appelle *libres* s'expriment :

$$\begin{aligned}\frac{\partial \vec{v}}{\partial x_2}(x_1, 0, x_3) &= \mathbf{0}, \\ \frac{\partial \vec{v}}{\partial x_2}(x_1, l_2, x_3) &= \mathbf{0}.\end{aligned}\tag{4.7}$$

En fonction de la méthode de résolution utilisée, les conditions aux limites *restrictives* ou *libres* seront employées par la suite.

4.2.3. Conditions de cavitation

Un phénomène qui peut arriver dans un contact hydrodynamique, lorsque certaines conditions particulières sont satisfaites, est la cavitation du fluide. Ce phénomène consiste dans la formation de cavités gazeuses dans les régions divergentes du film fluide, cavités qui ont une influence importante sur la pression hydrodynamique. Par conséquent, ceci affecte directement l'écoulement à l'intérieur du contact. Il importe donc d'examiner plus en détail les conditions d'apparition et la nature de ce phénomène.

Hamilton et al. [4] ont montré expérimentalement la présence des cavités gazeuses à l'intérieur des contacts de joints d'étanchéité micro-texturés. Nous n'avons pas trouvé d'étude sur les contacts SPC faisant référence à ce phénomène ; néanmoins, il est important de munir le modèle de prédiction des conditions nécessaires afin de pouvoir prendre en compte les cavitations lorsque cette situation s'impose.

Priest et al. [27] ont présenté en détail la nature physique du phénomène de cavitation et des modèles analytiques pour décrire la rupture et la reformation des films fluides. Bien que dans la littérature spécialisée on retrouve des opinions clairement divergentes sur la nature des phénomènes de cavitation, les conditions les plus utilisées sont celles de *Reynolds* ou *Swift-Steiber*, qui préconisent que le gradient de pression dans la direction de la normale à l'interface fluide-cavité est nul :

$$\begin{aligned}p &= p_{cav}, \\ \frac{\partial p}{\partial \mathbf{n}} &= 0,\end{aligned}\tag{4.8}$$

où la pression dans la cavité gazeuse p_{cav} est la pression des vapeurs saturantes, qui est généralement considérée comme étant la pression atmosphérique. Nous choisissons dans cette étude les conditions ci-dessus pour traiter les phénomènes de cavitation.

4.3. Équations

4.3.1. Équations de Navier-Stokes

Les équations qui décrivent l'écoulement de notre modèle physique sont celles de Navier-Stokes, stationnaires et incompressibles, dans la formulation vitesse-pression [51, 53, 60]. Les équations de mouvement et de continuité s'écrivent en tout point de Ω :

$$(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v} + \frac{1}{\rho}\nabla p - \nu\Delta\vec{v} = \mathbf{0}, \quad (4.9)$$

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0, \quad (4.10)$$

ρ étant la masse volumique du fluide et ν la viscosité cinématique. Les conditions aux limites utilisées sont celles décrites dans la section 4.2.2 page 73.

Par ailleurs, afin de rendre la discrétisation et la résolution numérique plus faciles, il est convenable d'écrire les équations précédentes sous la forme non-dimensionnelle qu'on peut retrouver dans Quartappelle [52]. Pour cela, on définit une longueur caractéristique $L = \min(l_1, l_2, l_3)$. Les nouvelles variables, adimensionnelles, s'expriment de la façon suivante :

$$x_n = \frac{x}{L}, \quad \vec{v}_n = \frac{\vec{v}}{v_p}, \quad p_n = \frac{p}{\rho v_p^2}. \quad (4.11)$$

A partir de maintenant, dans cette section et dans le chapitre 5 page 79 nous utiliserons par défaut les variables normalisées. Nous abandonnerons par conséquent l'indice n .

On peut remarquer que la vitesse d'entraînement de v_p est normalisée à l'unité. Dans ces nouvelles variables, les équations de Navier-Stokes non-dimensionnelles s'écrivent :

$$(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v} + \nabla p - \frac{1}{Re}\Delta\vec{v} = \mathbf{0}, \quad (4.12)$$

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0. \quad (4.13)$$

Les paramètres du système se regroupent dans un seul paramètre sans dimension, le nombre de Reynolds⁶ :

$$Re = \frac{v_p L}{\nu}, \quad (4.14)$$

qui est une mesure du rapport entre les termes de convection (non-linéaires) et les termes de diffusion (linéaires), ou entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Les petits nombres de Reynolds ($Re \ll 1$) sont souvent synonymes d'écoulements laminaires ; dans ce cas les termes d'inertie peuvent être négligés et le système à résoudre devient linéaire. Les grands nombres de Reynolds, en revanche, correspondent à une importante convection et donc à des écoulements non-laminaires.

⁶ce nombre est représentatif des écoulements : deux écoulements sont équivalents seulement s'ils ont le même nombre de Reynolds. Par exemple, les simulations d'écoulements à échelle réduite ne se déroulent pas aux mêmes nombres de Reynolds que ceux qui caractérisent les écoulements réels ; c'est le problème majeur des études sur maquettes et la source principale des erreurs de simulation.

Dans notre cas, l'épaisseur du film d'huile est très petite comparée aux dimensions de \mathcal{P} et \mathcal{R} ; nous avons une zone de variation très rapide de la vitesse, du type *couche-limite*, ce qui peut engendrer des nombres de Reynolds non-négligeables pour des vitesses élevées, et donc des écoulements non-laminaires. Dans une telle zone, de *cisaillement*, la viscosité peut également jouer un rôle très important. Nous allons rester dans le cas le plus général; à ce stade aucune simplification supplémentaire ne sera faite.

Le travail à échelle réelle, avec des nombres de Reynolds non-négligeables ($Re \sim 1$) et en tenant compte de la rugosité de \mathcal{R} , présente des inconvénients car aucune simplification supplémentaire ne peut être apportée aux équations précédentes (nous ne pouvons négliger ni les termes d'inertie, ni les termes visqueux). Ces équations restent donc non-linéaires et difficiles à résoudre. En revanche, les nombres de Reynolds sont du même ordre que ceux dans les cas réels, ce qui constitue un atout considérable pour la ressemblance dynamique des simulations avec la réalité.

4.3.2. Équation de Reynolds

Comme nous l'avons constaté dans la section 1.2.1 page 11, dans les études tribologiques on utilise souvent l'équation de Reynolds, version simplifiée des équations de Navier-Stokes régissant les écoulements. Des exemples de tels études sont disponibles dans [13] ou [34]. Cette équation requiert, en plus des hypothèses établies dans la section 4.2.1 page 73, deux suppositions supplémentaires :

c_6 : la pression est constante dans le film mince de fluide (pas de variation suivant l'axe x_3).

c_7 : l'écoulement est laminaire (pas de turbulences).

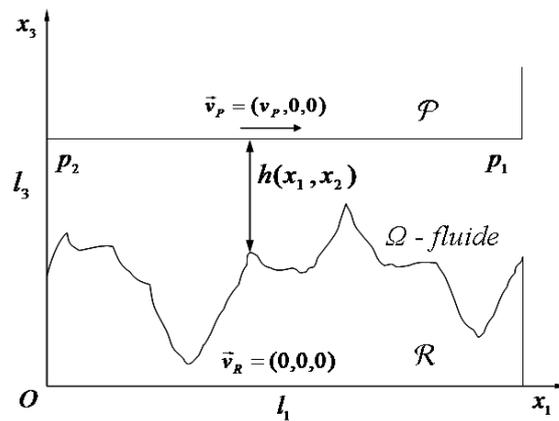


FIG. 4.3.: Modélisation 2D du contact segment-chemise

Soit $h(x_1, x_2)$ l'épaisseur du contact entre \mathcal{P} et \mathcal{R} au niveau du point de coordonnées (x_1, x_2) . L'équation de Reynolds, en deux dimensions, qui décrit l'écoulement stationnaire incompressible dans le contact décrit par le modèle illustré dans la figure 4.3 page

4. Prédiction du frottement : modélisation du contact hydrodynamique

précédente s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x_2} \right) = 6\eta v_p \frac{\partial h}{\partial x_1}, \quad (4.15)$$

$\eta = \rho\nu$ étant la viscosité dynamique du fluide. Les conditions aux limites utilisées sont celles décrites dans la section 4.2.2 page 73.

L'utilisation de l'équation de Reynolds pour les configurations qui acceptent les suppositions ci-dessus est intéressante, pour deux raisons principalement. Premièrement, cette équation est beaucoup plus facile à résoudre que le système complet des équations de Navier-Stokes et son implantation numérique est également moins onéreuse en temps de calcul. Deuxièmement, elle est souvent utilisée dans les études tribologiques, et spécialement dans de nombreuses études similaires à la nôtre ou pour lesquelles notre modèle est approprié ; nous disposons ainsi de solutions de référence pour valider une partie de nos résultats.

Néanmoins, cette approche est restrictive et apporte des simplifications conséquentes à notre modèle. L'applicabilité de l'équation de Reynolds est limitée à des contacts suffisamment fins pour que c_6 reste valable, et pour lesquels la surface rugueuse \mathcal{R} génère des écoulements *laminaires* ou *quasi-laminaires*, pour que l'hypothèse c_7 reste vérifiée également. Les équations de Navier-Stokes seront donc employées pour des analyses plus détaillées. Ceci permettrait, outre la possibilité d'étudier une vaste famille de surfaces rugueuses, d'avoir à disposition un outil complet pour explorer les phénomènes complexes ayant lieu à l'intérieur du contact hydrodynamique et d'analyser en détail l'influence de la topographie sur les propriétés tribologiques des surfaces.

4.4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons décrit la modélisation géométrique et physique d'un contact hydrodynamique entre une surface rugueuse et un plan. Nous avons également présenté deux systèmes d'équations régissant l'écoulement à l'intérieur du contact, l'un basé sur l'équation de Reynolds et l'autre sur les équations complètes de Navier-Stokes. Nous avons déduit que de manière générale, et en présence de rugosité, pour avoir une description fidèle de l'écoulement du fluide à l'intérieur du contact les équations de Navier-Stokes doivent être employées.

Dans le chapitre suivant nous allons passer à la résolution numérique des deux systèmes d'équations évoqués.

5. Prédiction du frottement : résolution numérique

Dans ce chapitre nous allons décrire la résolution numérique du système basé sur les équations de Navier-Stokes introduit dans le chapitre précédent. Deux familles de techniques itératives, travaillant en différences fines, seront utilisées dans ce but : les méthodes de *Relaxation* et celles de *Prédiction-Correction*.

Nous allons également poursuivre l'étude du contact à l'aide de l'équation de Reynolds ; la dernière section de cette partie sera consacrée aux méthodes numériques de résolution de cette équation, dans notre configuration particulière.

5.1. Résolution numérique des équations de Navier-Stokes

Nous allons passer à la résolution numérique directe¹ du système d'E.D.P. formé par l'équation de mouvement 4.12 et l'équation de continuité 4.13 page 76 qui est de second ordre, non-linéaire, avec les conditions aux limites de type Dirichlet 4.2 page 73, 4.3 page 73, 4.4 page 74, 4.5 page 74, 4.6 page 74 sur les axes (x_1, x_3) . Selon les méthodes de résolution employées des conditions aux limites supplémentaires sur l'axe x_2 seront rajoutées. Les inconnues sont les champs de vitesse et de pression (\vec{v}, p) .

Plusieurs approches existent pour la résolution numérique des systèmes d'E.D.P. dédiées à la dynamique des fluides. Des bonnes mises en revue de ces approches peuvent être trouvées dans les travaux de Turek [58] ou de Ferziger et Peric [62]. Les approches les plus importantes et les plus utilisées sont celles travaillant avec des *différences finies*, des *éléments finis* et les méthodes *spectrales*. Les critères principaux qui caractérisent leur performance dans le cas ci-présent sont la compatibilité avec la configuration présente, la précision des résultats et la vitesse de convergence.

Les méthodes aux *éléments finis* sont préférées par les praticiens de la mécanique des solides ; ces méthodes donnent un grand degré de liberté au placement des éléments de calcul et sont bien adaptées aux géométries irrégulières.

Les méthodes *spectrales* sont convenables aux géométries régulières et aux écoulements dont le spectre est peu étalé ; elles sont généralement plus rapides que les méthodes aux différences finies mais ne fonctionnent pas pour des géométries présentant des gradients discontinus.

Dans notre étude, en présence de la rugosité de la chemise, nous allons restreindre le choix des méthodes à celles travaillant en *différences finies*. Les éléments finis donneraient des schémas numériques trop coûteux en mémoire et vitesse de calcul. Quant

¹ou DNS - Direct Numérique Simulation (ang.)

5. Prédiction du frottement : résolution numérique

aux méthodes spectrales, elles sont totalement inadaptées à la géométrie complexe du volume étudié, car le spectre des écoulements en cause est très étalé.

5.1.1. Discrétisation du domaine

Pour la discrétisation du domaine, il existe plusieurs types de grilles numériques [58, 62] : *orthogonales uniformes*, *orthogonales non-uniformes* et *curvilignes*. Nous avons choisi de travailler avec des grilles orthogonales uniformes qui ont l'avantage d'être les plus simples à implémenter. Selon les méthodes utilisées, la grille peut être *décalée* ou non, comme l'illustre la figure 5.1.

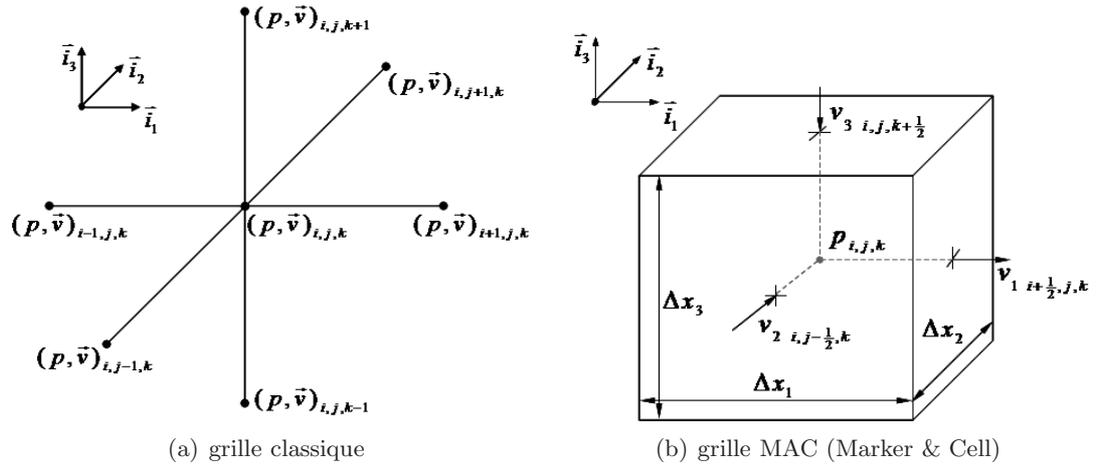


FIG. 5.1.: Grilles orthogonales uniformes utilisées pour la discrétisation du domaine

Dans la figure 5.1(a), une grille *centrée* classique est représentée; i, j, k sont les indices de parcours correspondant aux directions $\vec{i}_1, \vec{i}_2, \vec{i}_3$. Le vecteur vitesse $\vec{v}_{i,j,k}$, à trois composantes, et la pression $p_{i,j,k}$ sont définis en chaque nœud (i, j, k) .

La grille MAC (Marker & Cell) illustrée dans la figure 5.1(b) consiste en une distribution régulière de voxels cubiques. Elle peut être assimilée à une grille uniforme orthogonale *décalée*. A chaque cellule cubique (i, j, k) on associe une pression $p_{i,j,k}$, au centre, et six composantes de vitesse, une pour chaque face; chaque composante vitesse est définie au centre de la face correspondante et perpendiculaire à sa surface. Comme la grille est régulière, une composante est commune aux faces adjacentes de deux cellules voisines, par exemple $v_{1_{i+\frac{1}{2},j,k}} \equiv v_{1_{i-\frac{1}{2},j,k}}$ pour $i' = i + 1$.

Soient $\Delta x_1, \Delta x_2$ et Δx_3 les pas d'échantillonnage du domaine 3D. La discrétisation des inconnues (\vec{v}, p) donne une matrice 3D de dimensions $n_1 \times n_2 \times n_3$, avec

$$n_1 = \frac{l_1}{\Delta x_1} + 1, n_2 = \frac{l_2}{\Delta x_2} + 1, n_3 = \frac{l_3}{\Delta x_3} + 1.$$

Un autre aspect important à examiner est l'isotropie des pas d'échantillonnage $\Delta x_1, \Delta x_2$ et Δx_3 . Des problèmes de stabilité du schéma numérique peuvent apparaître s'il y a

5.1. Résolution numérique des équations de Navier-Stokes

des différences importantes entre les différents pas. Ceci provient directement de l'implantation numérique des méthodes : les différences entre les pas d'échantillonnage peuvent induire des valeurs qui sortent de la plage discrète du schéma numérique et peuvent rendre les algorithmes instables. Le schéma numérique doit être donc bien conditionné.

Une simulation valide doit également capturer toute l'énergie cinétique dissipée. Cette dissipation a lieu aux plus petites échelles, celles où la viscosité est active ; les pas d'échantillonnage de grille doivent être donc inférieurs à l'échelle caractéristique de la viscosité, appelée aussi micro-échelle de *Kolmogorov* :

$$\kappa = \left(\frac{\nu^3}{\epsilon} \right)^{1/4}, \quad (5.1)$$

ϵ étant le taux de dissipation de la turbulence en chaleur. On peut démontrer [62] que $\epsilon \sim v_p^3/L$ et on déduit une expression pratique pour κ :

$$\kappa \sim \left(\frac{\nu^3 L}{v_p^3} \right)^{1/4}, \quad (5.2)$$

ou encore, en utilisant l'équation 4.14 page 76, on peut écrire :

$$\kappa \sim \frac{L}{Re^{3/4}}. \quad (5.3)$$

Les pas d'échantillonnage Δx_1 , Δx_2 et Δx_3 doivent donc être inférieurs à l'échelle donnée par l'expression ci-dessus ; cette vérification sera faite au moment de l'application.

5.1.2. Discrétisation et linéarisation des équations

L'approximation des dérivées partielles en différences finies se réalise de manière classique, utilisant des séries de Taylor de premier ou deuxième ordre. Un exemple d'approximation, pour une grille centrée, est donné ci-dessous :

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_2} \right)_{i,j,k} &\approx \frac{v_{1,i,j+1,k} - v_{1,i,j-1,k}}{2 \Delta x_2}, \\ \left(\frac{\partial^2 v_1}{\partial^2 x_2} \right)_{i,j,k} &\approx \frac{v_{1,i,j+1,k} - 2v_{1,i,j,k} + v_{1,i,j-1,k}}{\Delta x_2^2}. \end{aligned}$$

A la suite de l'opération d'approximation, on peut écrire le système à résoudre sous la forme d'un système linéaire discret :

$$\mathbf{A} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{v} \\ \mathbf{p} \end{pmatrix} = \mathbf{B}, \quad (5.4)$$

$\begin{pmatrix} \mathbf{v} \\ \mathbf{p} \end{pmatrix}$ étant la matrice globale contenant la pression et les composantes de la vitesse en chaque point de la grille.

Lors de la discrétisation et de l'approximation, certaines règles sont à respecter [50, 57] :

5. Prédiction du frottement : résolution numérique

1. *Consistance* - condition sur la structure de la formulation numérique : établit le lien entre l'E.D.P. et l'équation discrétisée. Cela se traduit mathématiquement par le fait que l'erreur introduite par la discrétisation doit tendre vers 0 quand le pas d'échantillonnage tend vers 0.
2. *Stabilité* - condition sur la solution du schéma numérique. Elle permet de trouver une relation entre la solution numérique et la solution exacte de l'équation discrétisée. Cette approche confirme ou non la stabilité du schéma numérique. Cela signifie que l'erreur définie comme la différence entre la solution calculée numériquement et la solution exacte de l'équation discrétisée est bornée.
3. *Convergence* - condition sur la solution du schéma numérique, mais vis-à-vis de la relation entre la solution numérique et la solution exacte de l'E.D.P. Cela se traduit mathématiquement par le fait que l'erreur entre la solution numérique et la solution exacte tend vers 0 lorsque le pas d'espace tend vers 0, en chaque point du maillage et à chaque instant. Cette condition est la plus difficile à vérifier.

Ces règles sont à garder en vue lors de l'implantation de chaque méthode de résolution.

Le système linéaire discret 5.4 page précédente à résoudre présente quelques particularités. Du fait de la complexité du système d'E.D.P. (4.9 page 76, 4.10 page 76), la matrice \mathbf{A} est très difficile à calculer. De plus, le domaine étant à trois dimensions et de taille considérable, la résolution directe de 5.4 page précédente n'est pas une option viable. Par conséquent, des méthodes itératives seront employées. Pour cela nous allons considérer une suite de vecteurs $(\mathbf{v}^n, \mathbf{p}^n)$, définie par un état initial $(\mathbf{v}^0, \mathbf{p}^0)$ et par une loi itérative :

$$(\mathbf{v}^{n+1}, \mathbf{p}^{n+1}) = \Phi(\mathbf{v}^n, \mathbf{p}^n), \quad (5.5)$$

qui tend vers la solution (\mathbf{v}, \mathbf{p}) du système à la convergence, Φ étant la loi itérative.

Une autre particularité des équations de Navier-Stokes est la non-linéarité de l'équation de mouvement 4.9 page 76. Pour appliquer des techniques itératives et pouvoir écrire le système (4.9 page 76, 4.10 page 76) sous la forme linéaire 5.5 il est nécessaire de linéariser [56] les termes de convection $(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v}$; pour cela, on peut utiliser la formulation de Oseen

$$[(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v}]^{n+1} \simeq (\vec{v}^n \cdot \nabla)\vec{v}^{n+1}, \quad (5.6)$$

celle de Newton

$$[(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v}]^{n+1} \simeq \frac{1}{2} (\vec{v}^{n+1} \cdot \nabla)\vec{v}^n + \frac{1}{2} (\vec{v}^n \cdot \nabla)\vec{v}^{n+1}, \quad (5.7)$$

ou celle de Euler

$$[(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v}]^{n+1} \simeq (\vec{v}^{n+1} \cdot \nabla)\vec{v}^n + (\vec{v}^n \cdot \nabla)\vec{v}^{n+1} - (\vec{v}^n \cdot \nabla)\vec{v}^n. \quad (5.8)$$

Il y a plusieurs méthodes itératives de résolution des équations de Navier-Stokes travaillant en différences finies. Nous allons limiter notre étude aux techniques classiques de *Relaxation* et aux techniques de *Prédiction-Correction* (*Compressibilité Artificielle*

et *Projection*). Il est important d'explorer plusieurs méthodes : premièrement, étant distinctes et utilisant des schémas numériques différents, la comparaison de leurs résultats permet de tirer des conclusions sur leur performance ; deuxièmement, en comparant leurs précisions, vitesses de convergence et robustesse nous pouvons en choisir celles qui sont les plus appropriées à cette étude.

5.1.3. Techniques de Relaxation

Le point crucial pour la résolution des équations de Navier-Stokes réside dans le couplage pression-vitesse, qui est le moyen d'obtenir la mise à jour de la pression à partir des équations de mouvement et de continuité. Les techniques de relaxation [62, 50] sont des méthodes itératives qui travaillent avec le système de Navier-Stokes couplé, c.à.d. que la vitesse et la pression sont mises à jour en même temps au cours des calculs : les équations de mouvements et de continuité sont satisfaites simultanément. Ceci implique l'utilisation de la forme conservative de l'équation du mouvement, qui suppose l'équation de continuité 4.13 page 76 satisfaite partout, à la fin de chaque itération.

L'approximation des dérivées partielles en différences finies se réalise de manière classique, comme illustré dans la section 5.1.2 page 81.

Pour la discrétisation, une grille orthogonale uniforme centrée est employée (figure 5.1(a) page 80). Une fois le terme de convection linéarisé, à l'aide de la formulation d'Oseen, de Newton ou d'Euler, et la discrétisation réalisée, le système itératif s'écrit :

$$\begin{pmatrix} \mathbf{v}^{n+1} \\ \mathbf{p}^{n+1} \end{pmatrix} = \mathbf{M} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{v}^n \\ \mathbf{p}^n \end{pmatrix} + \mathbf{N}. \quad (5.9)$$

La méthode débute avec un champ de vitesse et de pression initial $(\mathbf{v}^0, \mathbf{p}^0)$ et les conditions aux limites choisies. Ensuite les équations données par le système discrétisé sont appliquées localement, point par point, dans tous les nœuds du maillage. Cette étape est réitérée pour mettre à jour, petit à petit, les valeurs de la vitesse et de la pression. Ainsi, la méthode converge asymptotiquement vers la solution.

Il faut noter que la méthode itérative travaille localement, *nœud par nœud*, et n'utilise pas le système global 5.9. Ceci est dû principalement à la complexité des équations utilisées et à la taille du domaine de calcul ; les matrices \mathbf{M} et \mathbf{N} peuvent être très grandes². Le critère d'arrêt, typique pour ces méthodes, est la faible variation des valeurs calculées, entre deux itérations successives.

Pour les calculs, deux techniques de relaxation sont envisageables : *Jacobi* et *Gauss-Seidel*. Dans la variante de *Jacobi*, lors du calcul des nouvelles valeurs locales $(\vec{v}_{i,j,k}, p_{i,j,k})^{n+1}$, les valeurs utilisées sont celles calculées aux itérations antérieures ; la mise à jour s'effectue après le calcul global du domaine. La variante de *Gauss-Seidel*, en revanche, réalise la mise à jour des variables locales dès que possible. En pratique, la technique de *Gauss-Seidel*, plus instable, est la plus souvent utilisée car elle permet une convergence plus rapide et un gain de mémoire de travail utilisé.

² $2^{24} \times 2^{24} = 2^{48}$ éléments pour un volume de calcul de $256 \times 256 \times 256$ nœuds.

5. Prédiction du frottement : résolution numérique

Un moyen d'accélérer (ou de ralentir, pour gagner en robustesse) la convergence est l'emploi de la *sur* (ou *sous*) - *relaxation*. Elle consiste à ajouter des coefficients de pondération dans les équations de mise à jour. Soit $p_{i,j,k}^n$ la pression au point (i, j, k) à l'itération n et $\hat{p}_{i,j,k}$ la nouvelle valeur mise à jour à l'itération $n + 1$. Au lieu de mettre à jour $p_{i,j,k}^n$ avec $\hat{p}_{i,j,k}$ nous écrivons $p_{i,j,k}^{n+1} = (1 - \omega) p_{i,j,k}^n + \omega \hat{p}_{i,j,k}$. Pour $0 < \omega < 1$ nous avons *sous* - *relaxation*, pour $1 < \omega < 2$ *sur* - *relaxation* et pour $\omega > 2$ la méthode diverge [54].

Une description brève de l'application des méthodes de relaxation à notre étude est donnée par l'algorithme 5.1.

Algorithme 5.1 Méthode de relaxation

- 1 **Entrée** : volume de calcul
- 2 **Entrée** : choix des conditions aux limites
- 3 Initialisation des champs de vitesse et de pression
▷ le choix des conditions initiales est important pour la convergence
- 4 **Tant que** critère d'arrêt = FAUX **Faire**
calcul local des nouvelles valeurs de pression et vitesse et mise à jour du domaine global
- 5 **Fin Tant que**
- 6 **Sortie** : champs de vitesse et de pression mis à jour

5.1.3.1. Consistance, Stabilité, Convergence

L'approximation des dérivées partielles choisie pour les méthodes de relaxation assure implicitement la consistance du schéma numérique. Un schéma aux différences finies consistant et stable est convergent [50]. En partant de la forme globale du système discret 5.9 page précédente, l'étude de la convergence des méthodes de relaxation itératives [50] montre qu'une condition nécessaire et suffisante pour la convergence est :

$$\exists \|\cdot\|, \text{ norme matricielle, telle que } \|\mathbf{M}\| < 1. \quad (5.10)$$

Nous avons vu précédemment les difficultés à surmonter pour le calcul de la matrice \mathbf{M} ; l'étude de la stabilité et de la convergence utilise cette matrice et peut s'avérer par conséquent très laborieuse.

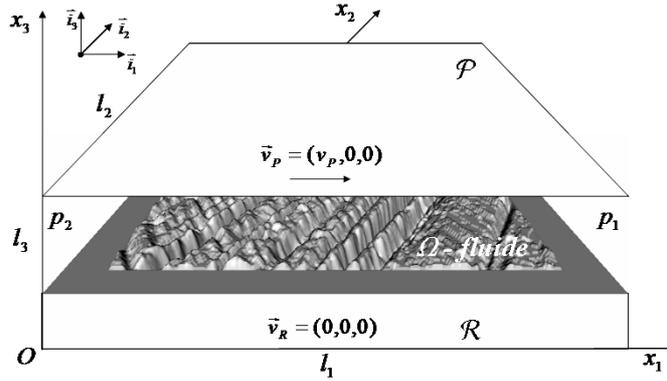
5.1.3.2. Conditions aux limites libres

Les conditions aux limites (cf. page 73) sont appliquées aux bords de la matrice de calcul. De plus, sur l'axe x_2 nous employons les conditions aux limites du type *libre*, détaillées dans la section 4.2.3 page 75.

Malheureusement, les tests poursuivis avec cette implantation des conditions aux limites n'assure pas la convergence de la méthode vers une solution stable. Ce manque de robustesse est probablement dû à des problèmes numériques spécifiques au domaine de calcul. Nous travaillons dans une zone type couche-limite, où la variation de la vitesse est très supérieure au gradient de pression. Ceci peut être la cause principale des instabilités numériques rencontrées.

5.1.3.3. Conditions aux limites restrictives

Une manière différente d'appliquer les conditions aux limites et d'éviter les conditions *libres* dans la configuration actuelle est de remplacer le modèle physique proposé par un autre, simplifié en ce qui concerne les conditions aux limites, et qui fournirait des résultats *similaires*. Il s'agit de rajouter au profil rugueux \mathcal{R} des bordures lisses ayant des dimension proportionnelles à sa taille, comme le montre la figure 5.2.


 FIG. 5.2.: Modélisation 3D des conditions aux limites *restrictives*

Ainsi, le profil rugueux \mathcal{R} étudié se retrouve encadré par une zone lisse où l'étude de l'écoulement peut être poursuivie de façon analytique, à conditions de faire quelques hypothèses³. Nous supposons donc que les bords du nouveau domaine sont caractérisés par un écoulement du type *Couette plan*. Dans ces conditions nous pouvons appliquer les algorithmes de relaxation avec des conditions aux limites *restrictives*, connues partout sur les bords du nouveau domaine. Dans la configuration actuelle, les équations de Navier-Stokes régissant l'écoulement *Couette plan* s'écrivent :

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x_1} - \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 v_1}{\partial x_3^2} &= 0, \\ \frac{\partial p}{\partial x_2} &= 0, \\ \frac{\partial p}{\partial x_3} &= 0. \end{aligned} \quad (5.11)$$

Le profil de la pression est donc linéaire : pour x_2 et x_3 données, on a $p(x_1) = ax_1 + b$ et le profil de la composante v_1 de la vitesse est parabolique : pour x_1 et x_2 données, on a $v_1(x_3) = c_1x_3^2 + c_2x_3 + c_3$. Les conditions aux limites (cf. page 73) donnent l'expression

³Nous négligeons ici les effets des turbulences de l'écoulement interne sur l'écoulement périphérique, ce qui est vrai si les bordures lisses sont suffisamment grandes.

5. Prédiction du frottement : résolution numérique

du champ de vitesse et de pression sur les bords :

$$p(x_1, x_2, x_3) |_{\partial\Omega} = \frac{p_1 - p_2}{l_1} x_1 + p_2, \quad (5.12)$$

$$\begin{aligned} \vec{v}(x_1, x_2, x_3) |_{\partial\Omega} &= (v_1(x_3), 0, 0), \\ v_1(x_1, x_2, x_3) |_{\partial\Omega} &= \frac{Re}{2} \frac{p_1 - p_2}{l_1} x_3 (x_3 - l_3) + \frac{v_p}{l_3} x_3, \end{aligned} \quad (5.13)$$

expressions utilisées lors de la mise à jour des valeurs périphériques pour le nouveau domaine.

La convergence des algorithmes qui utilisent ces nouvelles conditions se révèle très rapide. Les valeurs initiales fixées sur tous les bords du domaine sont utiles à la mise à jour des valeurs internes de la matrice de calcul et leur propagation s'effectue plus rapidement.

En ce qui concerne la pertinence et la précision des résultats, elle dépend fortement de la façon dont les bordures lisses sont introduites. Des tests ont montré qu'il faut que leurs dimensions dépassent un certain pourcentage (de l'ordre de 10 à 20 %) des dimensions de la surface rugueuse \mathcal{R} pour que les hypothèses faites soient valables. De plus, le niveau de ces bordures, par rapport au niveau moyen de la rugosité, joue un rôle important ; plusieurs choix de positionnement peuvent être envisagés : *minimum*, *maximum*, *moyen* ou *médian*. Ce choix sera discuté plus en détail dans la section 6.1 page 97.

5.1.3.4. Implantation des techniques de Relaxation

Les algorithmes de relaxation choisis travaillent avec une grille orthogonale uniforme classique (figure 5.1(a) page 80) qui représente le volume considéré par une matrice 3D. Les méthodes *Jacobi* et *Gauss-Seidel* sont implantées avec les linéarisations d'Oseen, Newton et Euler (cf. page 82). Il y a 2 méthodes itératives implantées, 2 linéarisations différentes et 2 types de conditions aux limites, ce qui fait en tout 8 variantes de résolution par les techniques de relaxation.

Lors du processus itératif de mise à jour, le calcul de la pression et de la vitesse se fait de manière couplée. Cette particularité présente l'inconvénient de ne pas pouvoir utiliser les conditions de cavitation sur la pression (section 4.2.3 page 75) ; en effet, des tests effectués ont montré que cette méthode ne converge pas si de telles conditions sont imposées.

En ce qui concerne la vitesse de convergence, les méthodes de relaxation sont bien adaptées à cette étude 3D ; si n est la taille du domaine d'étude (en pratique $n \sim 2^8$), elles nécessitent de l'ordre de n^5 itérations pour converger, tandis que les méthodes directes classiques (élimination de Gauss) en demandent de l'ordre de n^7 itérations. Par ailleurs, la technique *Gauss-Seidel* s'avère deux fois plus rapide que celle de *Jacobi*.

5.1.4. Techniques de Prédiction-Correction

Différentes méthodes ont été formulées pour essayer de réduire la complexité computationnelle du problème couplé par une mise à jour différée, en plusieurs étapes, des

champs de pression et de vitesse. Cette stratégie, appelée *prédiction-correction*, s'avère très efficace, du point de vue du temps de calcul, par rapport à l'approche couplée ; néanmoins, le découplage est généralement accompagné par une détérioration de la précision. Un autre avantage qui ressort de ce découplage, en particulier pour notre configuration, est le fait de pouvoir utiliser des conditions de cavitation sur la pression.

Les techniques de prédiction-correction font l'objet depuis longtemps de discussions et améliorations, et la plupart des méthodes numériques de résolution des équations de Navier-Stokes dans la formulation vitesse-pression utilisent cette approche. Plusieurs ouvrages récents présentent des comptes-rendus et des applications intéressants de ces méthodes [52, 62].

Nous allons examiner et appliquer dans notre étude deux de ces approches : les méthodes de *Projection* et les méthodes de *Compressibilité Artificielle*, les deux introduites par Chorin dans les années 1960. Elles vont être implantées dans notre application en faisant appel aux grilles décalées MAC (figure 5.1(b) page 80).

5.1.4.1. Méthodes de projection : Chorin-Temam

Le principe des méthodes de projection est d'avancer la résolution de l'équation de mouvement et de vérifier la condition de continuité dans des étapes différentes. Le cadre théorique des ces méthodes est donné par le théorème de décomposition de Hodge [52] qui affirme que n'importe quelle fonction vecteur $\tilde{\mathbf{v}}$ peut s'écrire comme la somme d'un vecteur \mathbf{v} de divergence nulle et d'un gradient d'un potentiel scalaire ϕ , c.à.d.

$$\tilde{\mathbf{v}} = \mathbf{v} + \nabla\phi, \quad (5.14)$$

avec $\nabla \cdot \mathbf{v} = 0$.

Pour que cette décomposition soit unique, des conditions aux limites doivent être rajoutées également. Ces méthodes sont aujourd'hui souvent utilisées en pratique et ont été rigoureusement analysées dans les ouvrages de Quarteroni et al. [59] ou de Brown et al. [61].

La plus classique de ces approches est celle introduite par Chorin et Temam. Elle consiste en trois étapes successives décrites ci-dessous :

1. Trouver une vitesse préliminaire (intermédiaire) $\tilde{\mathbf{v}}^{n+1}$, solution du problème semi-discret suivant :

$$\frac{1}{\Delta t}(\tilde{\mathbf{v}}^{n+1} - \mathbf{v}^n) + [(\tilde{\mathbf{v}} \cdot \nabla)\tilde{\mathbf{v}}]^{n+1} - \frac{1}{Re}\Delta\tilde{\mathbf{v}}^{n+1} = \mathbf{0} \quad \text{dans } \Omega, \quad (5.15)$$

$$\mathcal{B}(\tilde{\mathbf{v}}^{n+1}) = \mathbf{0}, \quad (5.16)$$

où $\mathcal{B}(\tilde{\mathbf{v}}^{n+1})$ est une condition aux limites pour $\tilde{\mathbf{v}}^{n+1}$ spécifique à la méthode. Le traitement du terme non-linéaire $[(\tilde{\mathbf{v}} \cdot \nabla)\tilde{\mathbf{v}}]^{n+1}$ peut être réalisé en employant une des linéarisations présentées dans la section 5.1.2 page 81. Le terme Δt n'a pas vraiment de signification *physique* dans notre étude stationnaire et il sert seulement pour prédire la vitesse $\tilde{\mathbf{v}}^{n+1}$. Le choix de sa valeur est néanmoins important pour la convergence et la précision de la méthode, et se fait habituellement de façon empirique.

5. Prédiction du frottement : résolution numérique

2. Déterminer \mathbf{v}^{n+1} et p^{n+1} comme la solution de :

$$\begin{cases} \frac{1}{\Delta t}(\mathbf{v}^{n+1} - \tilde{\mathbf{v}}^{n+1}) + \nabla p^{n+1} = \mathbf{0} \\ \nabla \cdot \mathbf{v}^{n+1} = 0 \end{cases} \quad \text{dans } \Omega, \quad (5.17)$$

avec $\mathbf{v}^{n+1} \cdot \mathbf{n} = 0$ sur $\partial\Omega$.

Cette étape peut être reformulée d'une manière qui permet le calcul de \mathbf{v}^{n+1} et de p^{n+1} séparément. En effet, en appliquant l'opérateur divergence à l'équation 5.17, on obtient le problème de Neumann suivant pour p^{n+1} :

$$\Delta p^{n+1} = \frac{1}{\Delta t} \nabla \cdot \tilde{\mathbf{v}}^{n+1} \quad \text{dans } \Omega, \quad (5.18)$$

$$\frac{\partial p^{n+1}}{\partial \mathbf{n}} = 0 \quad \text{sur } \partial\Omega, \quad (5.19)$$

On doit noter que la condition de type Neumann sur la pression est un produit dérivé de la projection, et donc pas nécessairement vérifiée (dans notre application, elle l'est) par le système couplé original.

3. Finalement, la vitesse finale est obtenue par la mise à jour de \mathbf{v}^{n+1} :

$$\mathbf{v}^{n+1} = \tilde{\mathbf{v}}^{n+1} - \Delta t \nabla p^{n+1}, \quad (5.20)$$

et en utilisant des conditions aux limites cohérentes avec les précédentes.

Ici, les conditions de Dirichlet 4.6 page 74 seront utilisées pour la pression et les conditions 4.2 et 4.4 page 74 pour la vitesse. Sur la base de la décomposition précédente, la méthode Chorin-Temam est en mesure d'assurer la condition de conservation de la masse pour la solution (la dernière étape fournit un vecteur vitesse de divergence nulle). Le critère d'arrêt choisi est la faible variation des valeurs calculées entre deux itérations successives.

5.1.4.2. Méthodes de Compressibilité Artificielle

Dans ce paragraphe sont décrites trois méthodes explicites⁴ basées sur la méthode de *Compressibilité Artificielle*. Elle a été introduite en 1967 par Chorin [51, 55, 57]. Le principe sur lequel elle s'appuie est de considérer la solution des équations stationnaires 4.12 page 76 et 4.13 page 76 comme la limite quand $t \rightarrow \infty$ de la solution des équations de Navier-Stokes non-stationnaires obtenues par l'association des équations de mouvement non-stationnaires et d'une équation de continuité *perturbée*.

Une manière très physique de présenter cette procédure consiste à considérer que, si $\nabla \cdot \vec{v}$ est positif (respectivement négatif) dans une cellule quelconque du domaine étudié, cela se traduit par un flux de masse sortant (respectivement entrant) du micro-volume représenté par cette cellule. Dans ce cas il convient de diminuer (respectivement

⁴méthodes de calcul itératives pour lesquelles les valeurs calculées à l'itération en cours ne dépendent que des valeurs calculées lors des itérations précédentes.

5.1. Résolution numérique des équations de Navier-Stokes

augmenter) artificiellement la pression dans cette cellule pour réduire (respectivement augmenter) ce flux sortant, d'où le nom de la méthode.

Pour ces techniques, la discrétisation fait appel à la grille MAC décrite dans la figure 5.1(b) page 80.

Méthode de Chorin

La technique proposée par Chorin [51, 57] est basée sur l'équation de mouvement non-stationnaire :

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} + \nabla p - \frac{1}{Re} \Delta \vec{v} = \mathbf{0}, \quad (5.21)$$

et sur une équation de continuité *perturbée* :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + a^2 \nabla \cdot \vec{v} = 0, \quad (5.22)$$

a étant une constante arbitraire qui doit être choisie de manière à assurer la convergence ; elle est aussi appelée *vitesse sonique artificielle*. Cette équation n'a aucune signification physique avant que l'état stationnaire ne soit atteint, c.à.d. $\frac{\partial p}{\partial t} = 0$. La contrainte $\nabla \cdot \vec{v} = 0$ est satisfaite donc seulement à la convergence.

L'équation de continuité n'étant pas satisfaite au fur et à mesure des calculs itératifs, il faut utiliser la forme non-conservative de l'équation de mouvement 5.21 :

$$q = 1, 2, 3 : \frac{\partial v_q}{\partial t} + \sum_{r=1}^3 \frac{\partial (v_q v_r)}{\partial x_r} + \frac{\partial p}{\partial x_q} - \frac{1}{Re} \sum_{r=1}^3 \frac{\partial^2 v_q}{\partial^2 x_r} = 0, \quad (5.23)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + a^2 \sum_{r=1}^3 \frac{\partial v_r}{\partial x_r} = 0. \quad (5.24)$$

La méthode, qui consiste à résoudre les équations (5.21, 5.22), est *pseudo-non-stationnaire* car le temps t impliqué n'a aucune signification physique. Le nouveau système d'équations fait intervenir une équation hyperbolique 5.24 et trois équations parabolique-elliptiques 5.23 ; elles sont résolues *simultanément* dans la boucle temporelle, de manière implicite ou explicite.

A l'itération n , pour chaque point de la grille (i, j, k) on calcule les nouvelles valeurs de la vitesse et de la pression. Dans le cas de la discrétisation temporelle explicite nous avons :

$$v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k}^{n+1} = v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k}^n - \Delta t (a_{i+\frac{1}{2},j,k} + \Delta_1 p_{i+\frac{1}{2},j,k} - \frac{\nabla^2 v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k}}{Re}), \quad (5.25)$$

$$v_{2\ i,j+\frac{1}{2},k}^{n+1} = v_{2\ i,j+\frac{1}{2},k}^n - \Delta t (b_{i,j+\frac{1}{2},k} + \Delta_2 p_{i,j+\frac{1}{2},k} - \frac{\nabla^2 v_{2\ i,j+\frac{1}{2},k}}{Re}), \quad (5.26)$$

$$v_{3\ i,j,k+\frac{1}{2}}^{n+1} = v_{3\ i,j,k+\frac{1}{2}}^n - \Delta t (c_{i,j,k+\frac{1}{2}} + \Delta_3 p_{i,j,k+\frac{1}{2}} - \frac{\nabla^2 v_{3\ i,j,k+\frac{1}{2}}}{Re}), \quad (5.27)$$

$$p_{i,j,k}^{n+1} = p_{i,j,k}^n - \Delta t a^2 d_{i,j,k}, \quad (5.28)$$

5. Prédiction du frottement : résolution numérique

où

$$\begin{aligned}
 d_{i,j,k} &= \frac{v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k} - v_{1\ i-\frac{1}{2},j,k}}{\Delta x_1} + \\
 &\quad + \frac{v_{2\ i,j+\frac{1}{2},k} - v_{2\ i,j-\frac{1}{2},k}}{\Delta x_2} + \\
 &\quad + \frac{v_{3\ i,j,k+\frac{1}{2}} - v_{3\ i,j,k-\frac{1}{2}}}{\Delta x_3}, \\
 \Delta_1 p_{i+\frac{1}{2},j,k} &= \frac{p_{i+1,j,k} - p_{i,j,k}}{\Delta x_1}, \\
 a_{i+\frac{1}{2},j,k} &= \frac{(v_1^2)_{i+1,j,k} - (v_1^2)_{i,j,k}}{\Delta x_1} + \\
 &\quad + \frac{(v_1 v_2)_{i+\frac{1}{2},j+\frac{1}{2},k} - (v_1 v_2)_{i+\frac{1}{2},j-\frac{1}{2},k}}{\Delta x_2} + \\
 &\quad + \frac{(v_1 v_3)_{i+\frac{1}{2},j,k+\frac{1}{2}} - (v_1 v_3)_{i+\frac{1}{2},j,k-\frac{1}{2}}}{\Delta x_3}, \\
 \nabla^2 v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k} &= \frac{v_{1\ i+\frac{3}{2},j,k} - 2 v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k} + v_{1\ i-\frac{1}{2},j,k}}{\Delta x_1^2} + \\
 &\quad + \frac{v_{1\ i+\frac{1}{2},j+1,k} - 2 v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k} + v_{1\ i+\frac{1}{2},j-1,k}}{\Delta x_2^2} + \\
 &\quad + \frac{v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k+1} - 2 v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k} + v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k-1}}{\Delta x_3^2}.
 \end{aligned}$$

Lorsque les équations font intervenir des termes définis à des endroits différents de ceux des faces de la cellule, ces valeurs sont calculées à partir des valeurs voisines connues. Exemple :

$$\begin{aligned}
 (v_1^2)_{i,j,k} &= \frac{1}{4} (v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k} + v_{1\ i-\frac{1}{2},j,k})^2, \\
 (v_1 v_2)_{i+\frac{1}{2},j+\frac{1}{2},k} &= \frac{1}{4} (v_{1\ i+\frac{1}{2},j+1,k} + v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k})(v_{2\ i+1,j+\frac{1}{2},k} + v_{2\ i,j+\frac{1}{2},k}).
 \end{aligned}$$

L'analyse de stabilité de Von Neumann conduit à la condition suivante sur Δt :

$$\Delta t \leq \Delta t_{max} = \frac{\Delta x}{\frac{1}{Re \Delta x} + \sqrt{\left(\frac{1}{Re \Delta x}\right)^2 + a^2}}, \quad (5.29)$$

Δx étant défini comme $\Delta x = \min(\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta x_3)$. L'implantation de la méthode de Chorin est brièvement exposée par l'algorithme 5.2.

Algorithme 5.2 Méthode de Chorin

- 1 **Entrée** : volume de calcul
- 2 **Entrée** : choix des conditions aux limites

5.1. Résolution numérique des équations de Navier-Stokes

- 3 Initialisation des champs de vitesse et de pression
▷ le choix des conditions initiales est important pour la convergence
- 4 **Tant que** critère d'arrêt = FAUX **Faire**
résolution de l'équation de quantité de mouvement pour obtenir un nouveau champ de vitesse
- 5 résolution de l'équation de continuité et calcul du nouveau champ de pression
- 6 **Fin Tant que**
- 7 **Sortie** : champs de vitesse et de pression mis à jour

Méthode de Viegelli

Cette technique [57], comme la méthode de Chorin, est basée sur l'équation de mouvement non-stationnaire :

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} + \nabla p - \frac{1}{Re} \Delta \vec{v} = 0. \quad (5.30)$$

Elle utilise le même schéma numérique (MAC), présenté dans la figure 5.1(b) page 80 et les mêmes équations discrètes. En supposant que tous les champs sont connus à l'instant $t = n \cdot \Delta t$, la résolution de l'équation de mouvement permet d'obtenir, en chaque nœud (i, j, k) , une première approximation de la vitesse \vec{v} à l'étape temporelle $n+1$. L'équation de continuité n'est, en général pas vérifiée dans chaque cellule (i, j, k) . A partir du champ approché, un processus itératif permet d'ajuster conjointement \vec{v}^{n+1} et p^{n+1} de façon à vérifier $(\nabla \cdot \vec{v})^{n+1} = 0$ à ε près, partout.

La correction de la pression est proportionnelle et de signe contraire à la divergence locale de la vitesse, comme dans l'équation de continuité perturbée 5.22 page 89 de Chorin. Après avoir modifié la pression dans une cellule, l'équation de bilan de quantité de mouvement doit rester vérifiée. Cela impose de modifier en même temps le champ de vitesse. Les corrections sont faites cellule après cellule dans la totalité du domaine et la correction dans une cellule affecte évidemment les voisines. Le processus doit être itéré jusqu'à ce que, à l'étape $n+1$, l'équation de continuité soit vérifiée (à ε près) dans toutes les cellules du domaine. En notant m l'indice de l'incrémentement itérative, nous avons :

$$\begin{aligned} \Delta p &= -\beta \Delta t (\nabla \cdot \vec{v}_{i,j,k})_m, \\ (p_{i,j,k})_{m+1} &= (p_{i,j,k})_m + \Delta p, \end{aligned} \quad (5.31)$$

$$(v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k})_{m+1} = (v_{1\ i+\frac{1}{2},j,k})_m + \frac{\Delta t}{\Delta x_1} \Delta p, \quad (5.32)$$

$$(v_{2\ i,j+\frac{1}{2},k})_{m+1} = (v_{2\ i,j+\frac{1}{2},k})_m + \frac{\Delta t}{\Delta x_2} \Delta p, \quad (5.33)$$

$$(v_{3\ i,j,k+\frac{1}{2}})_{m+1} = (v_{3\ i,j,k+\frac{1}{2}})_m + \frac{\Delta t}{\Delta x_3} \Delta p. \quad (5.34)$$

Le coefficient de relaxation β doit assurer la convergence du terme $\nabla \cdot \vec{v}$ vers 0. A l'itération $m+1$, après avoir corrigé la vitesse, la divergence de la vitesse doit être nulle. Ce qui explicite le paramètre β :

$$\beta = \frac{1}{2 \Delta t^2 \left(\left(\frac{1}{\Delta x_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{\Delta x_2} \right)^2 + \left(\frac{1}{\Delta x_3} \right)^2 \right)}. \quad (5.35)$$

5. Prédiction du frottement : résolution numérique

L'analyse de stabilité de Von Neumann nous donne la condition sur Δt :

$$\Delta t^2 < \frac{\Delta x_1^2 + \Delta x_2^2 + \Delta x_3^2}{6\beta}. \quad (5.36)$$

On voit donc qu'il convient de sous-relaxer la relation 5.35 page précédente :

$$\beta = \beta_0 \frac{1}{2 \Delta t^2 \left(\left(\frac{1}{\Delta x_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{\Delta x_2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\Delta x_3}\right)^2 \right)}, \quad (5.37)$$

avec $0 \leq \beta_0 \leq 1$.

Le paramètre ε doit être choisi de façon à assurer une convergence rapide vers la condition de continuité, avec une précision suffisante. L'implantation de la méthode de Viecegli est brièvement exposée dans l'algorithme 5.3.

Algorithme 5.3 Méthode de Viecegli

- 1 **Entrée** : volume de calcul
- 2 **Entrée** : choix des conditions aux limites
- 3 Initialisation des champs de vitesse et de pression
▷ le choix des conditions initiales est important pour la convergence
- 4 **Tant que** critère d'arrêt = FAUX **Faire**
- 5 résolution de l'équation de quantité de mouvement pour obtenir un champ de vitesse qui, à priori, ne satisfait pas l'équation de continuité
- 6 **Tant que** équation de continuité satisfaite = FAUX **Faire**
- 7 résolution de l'équation de continuité et calcul du nouveau champ de pression
- 8 **Fin Tant que**
- 9 **Fin Tant que**
- 10 **Sortie** : champs de vitesse et de pression mis à jour

Méthode de Chorin accélérée (Ramshaw & Mousseau)

Comme les écoulements considérés sont pseudo-stationnaires, il n'est pas nécessaire de satisfaire l'équation de continuité au cours des calculs, mais seulement à la convergence. La formulation explicite de la méthode de Chorin est lente à converger. Pour l'accélérer, tout en conservant son caractère explicite, Ramshaw et Mousseau ont proposé de rajouter au schéma un terme de diffusion artificielle [57]. Cela se traduit dans l'écriture des équations par la mise en œuvre d'une nouvelle pression auxiliaire q qui tend vers p à la convergence. Les nouvelles équations sont :

$$q = p - b \nabla \cdot \vec{v}, \quad (5.38)$$

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} + \nabla q - \frac{1}{Re} \Delta \vec{v} = 0, \quad (5.39)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + a^2 \nabla \cdot \vec{v} = 0. \quad (5.40)$$

où a représente le même paramètre que dans la méthode de Chorin, une vitesse sonique artificielle. La valeur de a est généralement choisie proportionnellement au rapport du

5.1. Résolution numérique des équations de Navier-Stokes

pas d'espace et du paramètre de relaxation Δt :

$$a \approx \frac{\Delta x}{\Delta t}. \quad (5.41)$$

Dans le cas d'un maillage hétérogène, $\Delta x = \min(\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta x_3)$. De même, le paramètre b est couramment exprimé en fonction de Δx et de Δt :

$$b \approx \frac{\Delta x^2}{\Delta t}. \quad (5.42)$$

L'analyse de stabilité de Von Neumann montre que pour le schéma de discrétisation soit stable, il est nécessaire que la condition suivante soit satisfaite :

$$\Delta t \leq \Delta t_{max} = \frac{\Delta x}{\frac{1+Re b}{Re \Delta x} + \sqrt{\left(\frac{1+Re b}{Re \Delta x}\right)^2 + a^2}}. \quad (5.43)$$

L'implantation de cette méthode est brièvement exposée par l'algorithme 5.4.

Algorithme 5.4 Méthode de Ramshaw & Mousseau

- 1 **Entrée** : volume de calcul
- 2 **Entrée** : choix des conditions aux limites
- 3 Initialisation des champs de vitesse et de pression
▷ le choix des conditions initiales est important pour la convergence
- 4 **Tant que** critère d'arrêt = FAUX **Faire**
- 5 translation de la pression
- 6 résolution de la nouvelle équation de quantité de mouvement pour obtenir un nouveau champ de vitesse
- 7 calcul du nouveau champ de pression
- 8 **Fin Tant que**
- 9 **Sortie** : champs de vitesse et de pression mis à jour

5.1.4.3. Implantation des techniques de Prédiction-Correction

L'implantation de la méthode de projection de Chorin-Temam s'est avérée stable, précise et assez robuste aux différentes conditions aux limites intermédiaires appliquées. Bien que sa complexité de calcul soit réduite par rapport à celle du problème couplé, sa vitesse de convergence est légèrement inférieure à celle des techniques de relaxation implantées. En revanche, son avantage majeur découle de la mise à jour découplée des variables qui permet une correction de la pression en vue d'appliquer des conditions de cavitation (section 4.2.3 page 75), sans perturber l'équation de continuité.

Les variantes des techniques de *Compressibilité Artificielle* implantées sont celles de Chorin, Vieceilli et Ramshaw & Mousseau. Les tests effectués montrent que ces méthodes ne sont pas appropriées à notre étude couche-limite. Lorsque les dimensions des plaques \mathcal{P} et \mathcal{R} sont très importantes par rapport à l'épaisseur du film de fluide, nous pouvons avoir une variation de la pression sur l'axe x_1 négligeable par rapport à la variation

5. Prédiction du frottement : résolution numérique

de la vitesse sur l'axe x_3 . La discrétisation explicite de l'équation du mouvement n'est plus adaptée; ceci se traduit par une mise à jour trop lente du champ de pression. Les algorithmes possèdent des paramètres (section 5.1.4.2 page 88) qui permettent de régler la convergence et la vitesse de mise à jour des différents variables. Lorsque la disparité entre les variations de la vitesse et de la pression est trop importante les paramètres ne peuvent plus assurer simultanément la convergence et la mise à jour des deux champs. Néanmoins, ces algorithmes peuvent donner des bons résultats dans les cas où le problème évoqué ci-dessus ne se présente pas. Elles ont l'avantage d'être très rapides du fait de leur discrétisation explicite qui génère des systèmes numériques plus simples.

5.2. Résolution de l'équation de Reynolds

Dans cette section il s'agit de résoudre l'équation de Reynolds 4.15 page 78 sur le domaine Ω avec les conditions aux limites de type Dirichlet (cf. page 73). Pour cela, nous allons employer la même démarche que Ronen et al. dans leurs étude du contact segment-cylindre [34].

Mais avant de passer à la discrétisation des équations, il est convenable d'homogénéiser l'équation 4.15 page 78 et de l'écrire sous une forme non-dimensionnelle. Pour cela, on définit une longueur caractéristique $L = \min(l_1, l_2, l_3)$; les nouvelles variables, adimensionnelles, s'écrivent :

$$P = \frac{p}{p_0}, X_1 = \frac{x_1}{L}, X_2 = \frac{x_2}{L}, H = \frac{h}{L}. \quad (5.44)$$

et dans ces nouvelles variables l'équation 4.15 page 78 s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial X_1} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X_1} \right) + \frac{\partial}{\partial X_2} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X_2} \right) = \Lambda \frac{\partial H}{\partial X_1}, \quad (5.45)$$

avec

$$\Lambda = \frac{6\eta v_p}{p_0 L} \quad (5.46)$$

étant une constante connue sous le nom de *nombre de Bearing*. Après le développement des dérivées partielles, l'équation précédente peut s'écrire sous la forme :

$$\frac{\partial^2 P}{\partial X_1^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial X_2^2} = \frac{\Lambda}{H^3} \frac{\partial H}{\partial X_1} - \frac{3}{H} \left(\frac{\partial H}{\partial X_1} \frac{\partial P}{\partial X_1} + \frac{\partial H}{\partial X_2} \frac{\partial P}{\partial X_2} \right), \quad (5.47)$$

expression qui, avec les conditions aux limites 4.6 page 74, permet d'obtenir le champ de pression sur l'ensemble du domaine Ω . Pour cela, nous allons utiliser les techniques de relaxation décrites dans la section 5.1.3 page 83; nous allons travailler en différences finies sur une grille orthogonale uniforme centrée comme celle illustrée dans la figure 5.1(a) page 80.

La vitesse est liée à la pression par les expressions suivantes :

$$\begin{aligned} \eta \frac{\partial^2 v_1}{\partial x_3^2} &= \frac{\partial p}{\partial x_1}, \\ \eta \frac{\partial^2 v_2}{\partial x_3^2} &= \frac{\partial p}{\partial x_2}, \end{aligned} \quad (5.48)$$

expressions qui permettent, à partir du champ de pression calculé et des conditions aux limites (cf. page 73), de remonter au champ de vitesse. Une description succincte des différentes étapes de calcul est donnée par l'algorithme 5.5.

Algorithme 5.5 Relaxation numérique de l'équation de Reynolds

- 1 **Entrée** : volume de calcul
- 2 **Entrée** : choix des conditions aux limites
- 3 Initialisation du champ de pression
 ▷ *le choix des conditions initiales est important pour la convergence*
- 4 **Tant que** critère d'arrêt = FAUX **Faire**
 calcul local des nouvelles valeurs de pression et mise à jour du domaine global
- 5 **Fin Tant que**
- 6 Calcul du champ de vitesse
- 7 **Sortie** : champs de vitesse et de pression

On peut constater que le calcul du champ de pression et du champ de vitesse se fait en différé, ce qui permet donc l'implantation des conditions de cavitation lors du calcul itératif de la pression.

5.3. Méthodes retenues

Les algorithmes basés sur la *Compressibilité Artificielle* n'étant pas utilisables dans notre cas, les algorithmes de relaxation avec les conditions aux limites restrictives (*NS-r*) et la méthode de projection de Chorin-Temam (*NS-p*) ont été retenus pour la réalisation des simulations. Nous avons également implémenté l'algorithme 5.5 de relaxation pour la résolution de l'équation de Reynolds (*RE-r*).

Un aspect très important à souligner est l'utilisation des conditions de cavitation (section 4.2.3 page 75); comme nous l'avons bien montré, parmi les trois méthodes implémentées, *NS-p*, *NS-r* et *RE-r*, seules *NS-p* et *RE-r* permettent de travailler avec ces conditions.

La confrontation des résultats de celles-ci et les tests auxquels elles seront soumises donneront une mesure qualitative et quantitative sur leur précision, rapidité et applicabilité dans le cas étudié.

5.4. Conclusion

Nous avons développé dans le chapitre précédent un modèle pour examiner l'influence de la rugosité (au sens large) sur l'écoulement d'un fluide visqueux à l'intérieur d'un contact hydrodynamique. Nous avons ensuite étudié et appliqué des méthodes numériques de résolution pour les équations de Reynolds et de Navier-Stokes, travaillant en différences finies. Parmi les trois méthodes numériques de résolution des équations de Navier-Stokes étudiées, deux se sont avérées fiables et ont été implantées; une troisième méthode de résolution de l'équation de Reynolds a également été implantée. Nous disposons ainsi d'un outil prêt à être mis en œuvre pour la classification des surfaces rugueuses.

5. Prédiction du frottement : résolution numérique

Dans le chapitre suivant nous allons passer à la sélection des cas-tests qui permettront de qualifier d'une part les performances des méthodes de résolution numériques et d'autre part la validité du modèle.

6. Prédiction du frottement : validation

Dans les deux chapitres précédents nous avons introduit un modèle de prédiction du frottement pour les contacts hydrodynamiques et les méthodes numériques de résolution afférentes.

Avant de passer au sujet de ce chapitre, la validation de l'outil de prédiction de frottement, nous allons tout d'abord présenter brièvement l'implémentation du modèle physique du chapitre 4 page 71 et des méthodes numériques retenues dans la section 5.3 page 95 du chapitre précédent.

6.1. Mise en œuvre de l'outil de prédiction

6.1.1. Architecture

La structure globale de l'outil est illustrée de manière schématique dans la figure 6.1. Le

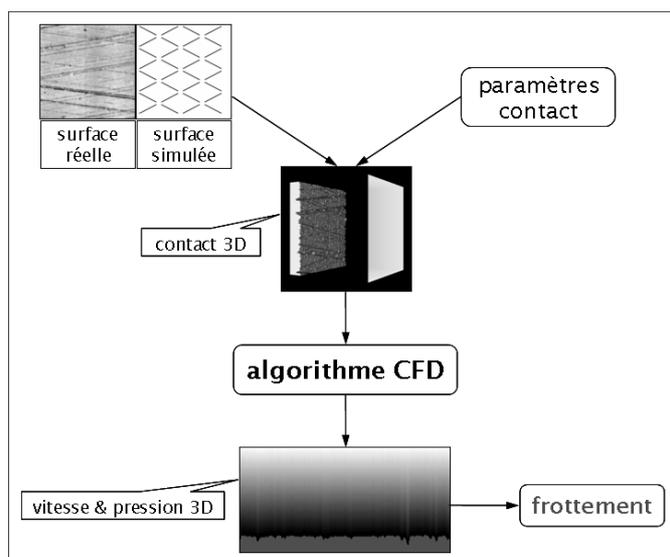


FIG. 6.1.: Schéma de l'outil de prédiction 3D

modèle reçoit en entrée des images 2D représentant la topographie de la surface rugueuse à caractériser ; il s'agit d'images acquises à partir de surfaces réelles ou d'images simulées.

Le modèle prend en entrée également les paramètres du contact 3D :

- propriétés physiques du fluide : densité ρ , viscosité cinématique ν ,

6. Prédiction du frottement : validation

- les conditions aux limites : vitesse v_p du segment \mathcal{P} , pressions p_1 et p_2 , pression de cavitation p_c ,
- paramètres géométriques du contact : dimensions de la plaque rugueuse l_1, l_2 , épaisseur du contact l_3 , pas d'échantillonnage $\Delta x_1, \Delta x_2$ et l'échelle des niveaux de l'image d'entrée Δx_3 ,
- paramètres de calcul : critère d'arrêt ε^1 .

L'outil de prédiction a été codé en C++ et dispose d'une interface simple en mode texte. La librairie VTK[®] a été utilisée pour toutes les opérations de manipulation et de visualisation d'images. Nous avons également utilisé la librairie Morphee[©], développée au Centre de Morphologie Mathématique, pour toutes les opérations de traitement d'image. Dans l'annexe A.3 page 226 nous présentons de manière succincte, par l'algorithme A.3 page 226, les grandes étapes de l'outil de prédiction.

6.1.2. Mesures physiques globales

Une façon de vérifier la pertinence des résultats obtenus est d'utiliser les champs de vitesse et de pression pour calculer des grandeurs physiques caractéristiques au contact, mesurables en pratique. Nous pouvons ainsi comparer les résultats des différents algorithmes avec ceux des expériences pratiques.

6.1.2.1. Puissance dissipée par frottement

A partir du champ de vitesse et des propriétés du fluide, l'expression de la puissance dissipée dans un fluide incompressible, due à la viscosité, puissance dissipée de façon irréversible est [53] :

$$P_{visc} = \int_{\Omega} \sum_{i,j} \left(\sigma'_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) dV = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \sum_{i,j} \left[\sigma'_{ij} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right] dV, \quad (6.1)$$

$\sigma'_{i,j}$ étant le tenseur des contraintes dans un fluide visqueux incompressible :

$$\sigma'_{ij} = \eta \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right). \quad (6.2)$$

Nous arrivons finalement à la formule suivante de la dissipation d'énergie dans un fluide incompressible :

$$P_{visc} = \frac{\eta}{2} \int_{\Omega} \sum_{i,j} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)^2 dV, \quad (6.3)$$

qui est une grandeur mesurable en pratique, à l'aide des moyens expérimentaux adaptés.

¹Ici, il est défini comme la différence (en module) des pressions moyennes dans le contact entre deux itérations successives. Il est choisi de façon empirique, autour de 10^{-3} .

6.1.2.2. Force de frottement

La force de frottement exercée par l'huile sur \mathcal{P} dans la direction \vec{i}_1 s'exprime en intégrant le tenseur de cisaillement

$$\sigma_i = \eta \frac{\partial v_1}{\partial x_3} \quad (6.4)$$

sur la surface du plateau \mathcal{P} :

$$Ff_1 = \int_0^{l_2} \int_0^{l_1} \eta \frac{\partial v_1}{\partial x_3} dx_1 dx_2. \quad (6.5)$$

Nous notons Ff_{s_1} la force de frottement par unité de surface :

$$Ff_{s_1} = \frac{Ff_1}{S_p}, \quad (6.6)$$

$S_p = l_1 l_2$ étant la surface de \mathcal{P} .

6.1.2.3. Charge

Si on intègre la pression sur la surface de \mathcal{P} on obtient la charge totale supporté par le film de fluide (figure 6.2).

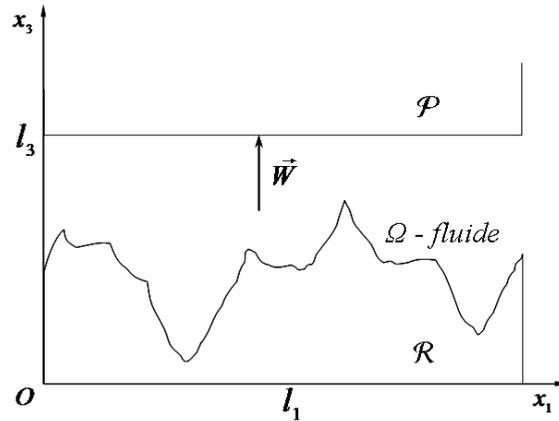


FIG. 6.2.: Calcul de la charge exercée par le film lubrifiant sur le segment (\mathcal{P})

Son expression est :

$$W = \int_0^{l_2} \int_0^{l_1} p(l_3) dx_1 dx_2. \quad (6.7)$$

Cette mesure et celle de la force de frottement Ff_1 permettent de remonter au coefficient de frottement caractéristique de la texture :

$$\mu_{texture} = \frac{Ff_1}{W \cdot S_p} = \frac{Ff_1}{W \cdot l_1 l_2}. \quad (6.8)$$

6. Prédiction du frottement : validation

6.1.3. Épaisseur du film d'huile

Un choix important à faire lors de la construction du contact 3D est le positionnement de la plaque lisse \mathcal{P} par rapport à la surface rugueuse \mathcal{R} . La figure 6.3 l'illustre.

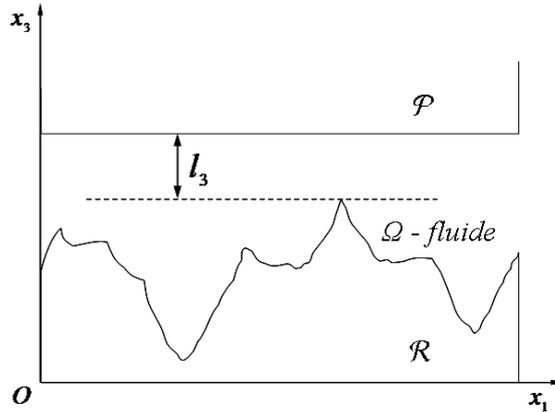


FIG. 6.3.: Définition de l'épaisseur du contact

Plusieurs choix ont été retenus :

- à partir du niveau *minimal* de la plaque \mathcal{R}
- à partir du niveau *maximal* de la plaque \mathcal{R}
- à partir du niveau *moyen/médian* de la plaque \mathcal{R}
- de façon à contenir un volume de fluide donné V_{sc}

Ce paramètre du modèle s'avère très important et influence considérablement les résultats. Lorsque \mathcal{R} est un profil peu différent de celui d'une surface lisse ou qui présente des variations autour d'un niveau de référence, \mathcal{P} sera positionné par rapport à ce niveau. Quant au positionnement à volume constant, il sera employé lorsque les surfaces d'entrée ont des caractéristiques topographiques très différentes entre elles. En pratique, le positionnement par rapport aux niveau *médian* sera utilisé.

Contact dynamique Un choix plus réaliste serait de considérer un nouveau paramètre d'entrée, la force F_s que le segment exerce sur le film d'huile (section 3.2.1 page 54), et de proposer un modèle *dynamique* de contact. Dans cette modélisation, l'épaisseur du film d'huile serait le résultat de l'équilibre entre la force F_s et la portance hydrodynamique. Pour cela, le modèle nécessite de prendre en compte la courbure du segment, que nous avons négligée pour simplifier le modèle, déjà complexe et très coûteux en temps de calcul.

Dans notre cas, nous nous intéressons uniquement à la charge hydrodynamique générée par la texture ; pour cette raison nous allons nous contenter de la modélisation actuelle, même si l'option précédente constitue une évolution plus réaliste du modèle actuel et envisageable pour des projets futurs.

6.1.4. Exemple de simulation

Avant de passer à la validation de l'outil, nous allons d'abord donner un exemple de simulation.

La figure 6.4 illustre les deux types de surfaces d'entrée. La figure 6.4(a) présente un exemple de surface simulée à l'aide des outils décrits dans le chapitre 3 page 53, une cavité en tronc de cône; quant à la figure 6.4(b), elle montre l'image topographique d'une surface rugueuse réelle de chemise.

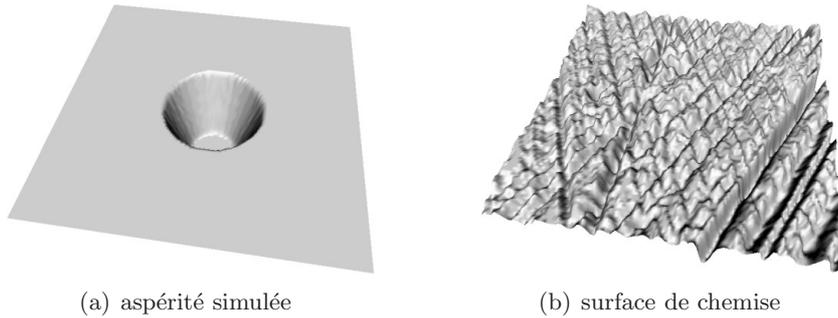


FIG. 6.4.: Exemples d'images topographiques d'entrée pour la prédiction du frottement : vue 3D

Un exemple de calcul poursuivi sur l'image topographique dans la figure 6.4(b), avec la méthode $NS-r$, sont présentés ci-dessous. Les paramètres du contact 3D sont donnés dans le tableau 6.1. La composante v_1 du champ de vitesse, composante la plus significative,

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_p	10.0 m/s	l_1	256.0 μm
p_1	10.0 bar	l_2	256.0 μm
p_2	10.0 bar	l_3	2.0 μm
ρ	900.0 kg/m^3	$\Delta x_{1,2}$	1.0 $\mu m/pixel$
ν	$6.0 \times 10^{-6} m^2/s$	Δx_3	0.1 $\mu m/niveau$

TAB. 6.1.: Exemple de prédiction - paramètres du contact

est illustrée via une représentation 3D par coupes dans la figure 6.5 page suivante, et le champ de pression dans la figure 6.6 page suivante. Les visualisations 3D ont été réalisées à l'aide du logiciel Amira. Les champs sont coloriés en fonction des valeurs locales.

6. Prédiction du frottement : validation

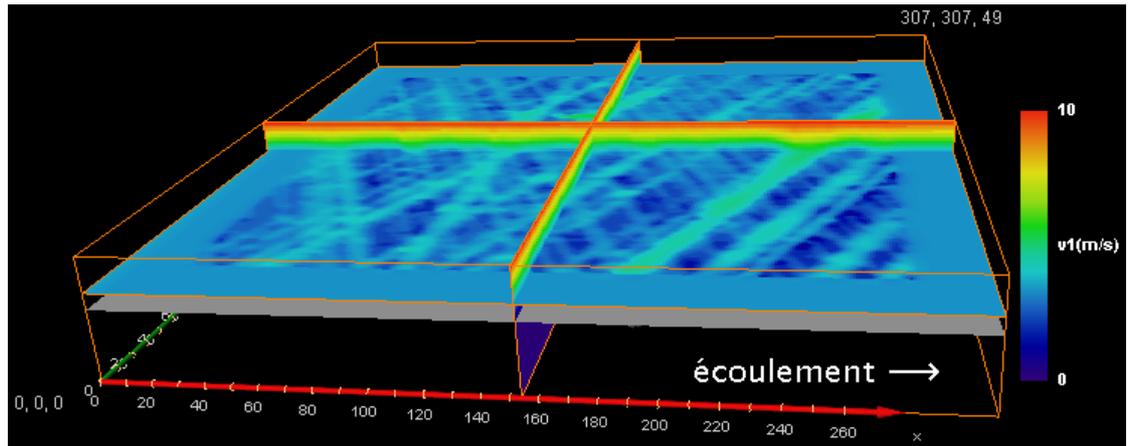


FIG. 6.5.: La composante v_1 du champ de vitesse : représentation par coupes orthogonales

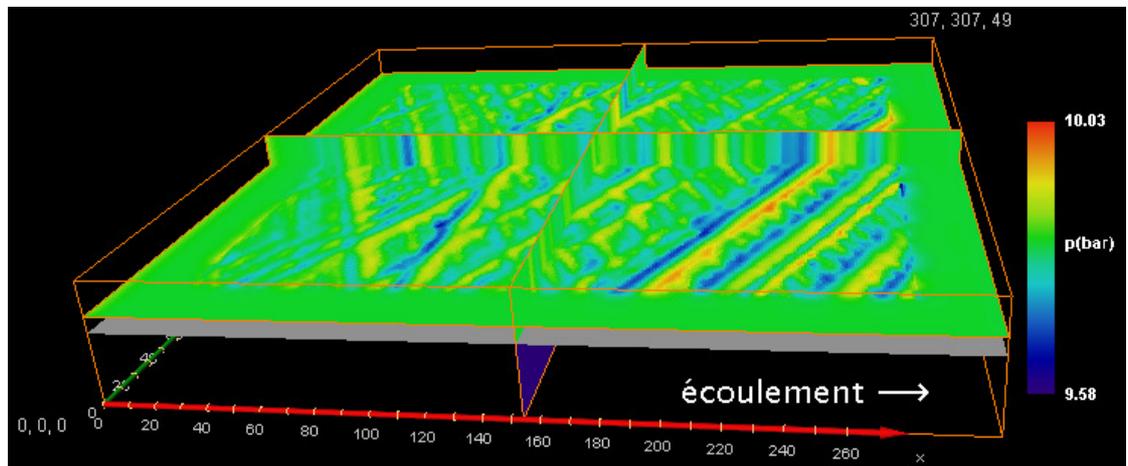


FIG. 6.6.: Le champ de pression : représentation par coupes orthogonales

On peut remarquer les bordures rajoutées par la méthode *NS-r* implémentée avec des conditions aux limites restrictives. Ces bordures sont naturellement enlevées une fois les calculs terminés.

6.1.5. Validation : les étapes

Pour valider les résultats de cet outil il faut passer par deux étapes.

1. Premièrement, il faut valider les algorithmes implémentés, c. à. d. vérifier la pertinence des résultats des méthodes numériques implémentés. Pour cette phase de la validation, plusieurs tests et analyses sont envisageables :

- simulation d'écoulements simples : l'écoulement entre deux plans (*Couette plan*) et l'écoulement sur un profil trapézoïdal; les résultats des simulations seront comparés avec ceux obtenus analytiquement;
 - comparaison des résultats des trois méthodes retenues pour l'écoulement sur une surface rugueuse réelle;
 - analyse de la convergence des algorithmes;
 - test des conditions aux limites restrictives;
 - test des conditions de cavitation;
 - examen de la précision des résultats en fonction de la résolution des images de surfaces;
 - examen de l'impact du sens de calcul (techniques de *Gauss-Seidel*, section 5.1.3 page 83) sur les résultats.
2. Deuxièmement, si l'on veut appliquer le modèle ci-présent à l'étude de diverses configurations réelles, il faut expérimenter et tester la pertinence du modèle physique par rapport au cas réel étudié. Concrètement, il faut que les hypothèses c_1 à c_5 , faites dans la section 4.2 page 73, soient valables et que le modèle résultant soit représentatif pour les cas pratiques qu'on veut étudier. Pour cela, nous allons confronter les résultats des simulations, premièrement avec les essais réalisés sur tribomètre dans le projet ADEME, et deuxièmement avec les résultats sur machine SPC du projet PREDIT. Nous allons également vérifier les hypothèses c_6 et c_7 (section 4.2 page 73) et tirer une conclusion sur l'utilité des équations de Navier-Stokes pour les cas pratiques étudiés.

6.2. Validation théorique

6.2.1. Écoulement Couette plan

Un test très simple à effectuer est de vérifier si les algorithmes présentés donnent les résultats escomptés pour la configuration la plus simple, celle de l'écoulement *Couette plan*, écoulement pour lequel la solution analytique est connue (section 5.1.3 page 83).

La figure 6.7 page suivante illustre une représentation 3D des champs de vitesse (composante v_1) et de pression calculés par les algorithmes de relaxation (*NS-r*). Les paramètres du contact pour cette configuration sont ceux du tableau 6.2.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_p	10.0 <i>m/s</i>	l_1	384.0 μm
p_1	20.0 <i>bar</i>	l_2	384.0 μm
p_2	10.0 <i>bar</i>	l_3	3.0 μm
ρ	900.0 <i>kg/m³</i>	$\Delta x_{1,2}$	3.0 $\mu m/pixel$
ν	6.0×10^{-6} <i>m²/s</i>	Δx_3	0.1 $\mu m/niveau$

TAB. 6.2.: Écoulement *Couette plan* : paramètres du contact

Les figures 6.8(a) et 6.8(b) page suivante présentent un parallèle entre les profils de vi-

6. Prédiction du frottement : validation

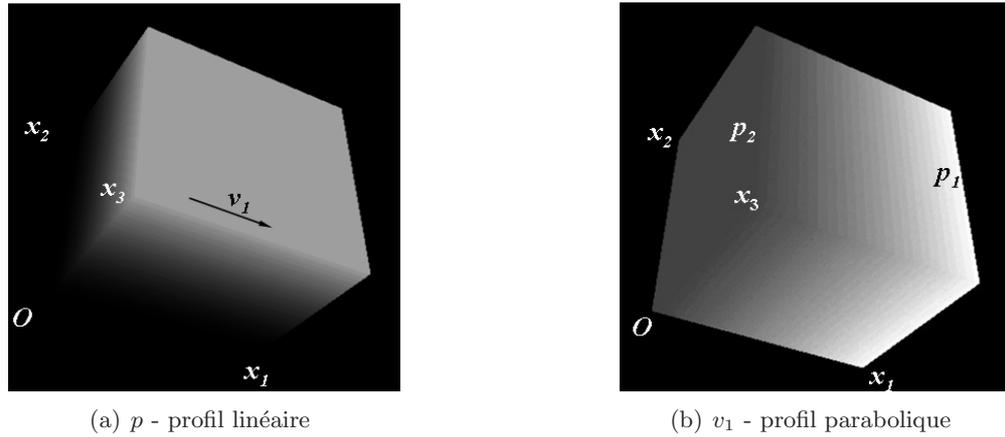


FIG. 6.7.: L'écoulement *Couette plan*

tesse (composante v_1) et de pression obtenus, d'une part par les expressions analytiques, et d'autre part par les trois algorithmes retenus dans la section 5.3 page 95, *NS-p*, *NS-r* et *RE-r*. Le profil de pression est obtenu à l'aide d'une coupe (x_1 - x_3) du volume et celui

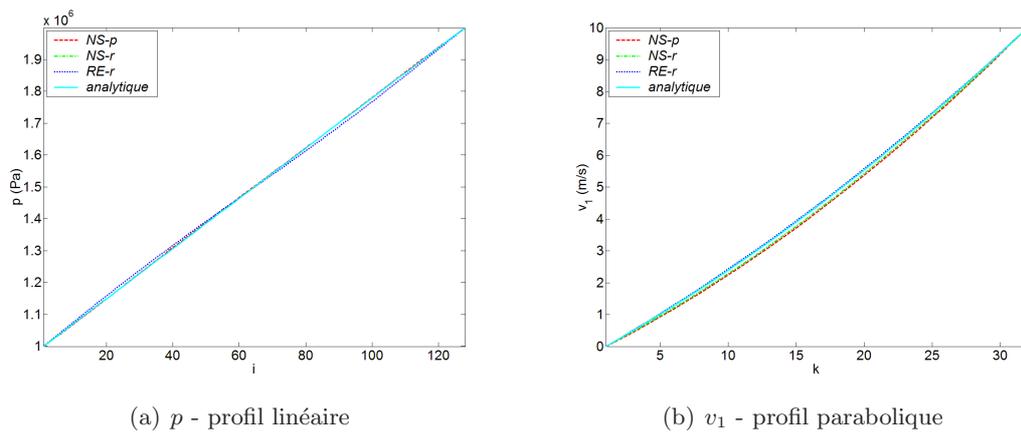


FIG. 6.8.: Écoulement *Couette plan* : les profils de vitesse et de pression

de la vitesse avec une coupe (x_2 - x_3).

Il est encore intéressant de visualiser et comparer les champs globaux fournis par ces trois algorithmes avec ceux résultant des calculs analytiques.

La figure 6.9 page suivante illustre les histogrammes des différences entre le champ de pression calculé de façon analytique et ceux livrés par les algorithmes. La pression à l'intérieur du contact varie entre 10 et 20 *bar* (tableau 6.2 page précédente); les histogrammes présentent des valeurs maximales autour de 0.1 *bar*, insignifiantes comparées aux pressions dans le contact; la similarité des champs de pression est satisfaisante. On doit noter cependant que *NS-r* fournit le champ de pression le plus précis dans ce cas.

De façon analogue, la même procédure est répétée pour la composante v_1 de la vitesse

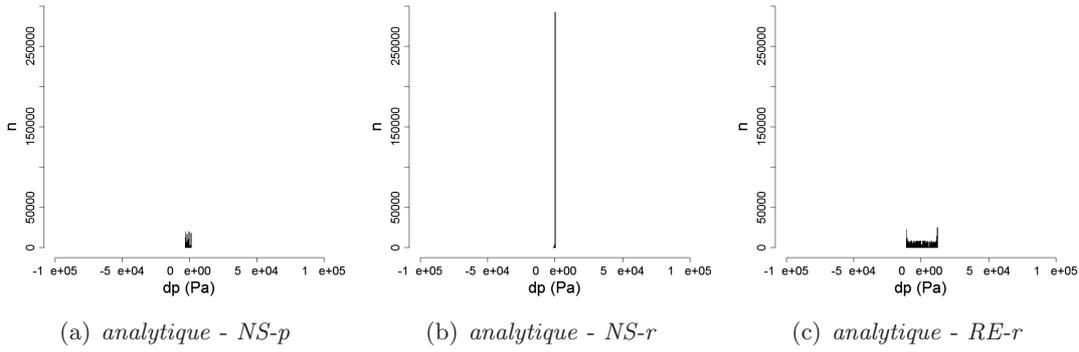


FIG. 6.9.: Écoulement *Couette plan* : histogrammes (fréquence) des différences de pression entre simulations et solution exacte

et les histogrammes sont exposées dans la figure 6.10. On retrouve de nouveau des valeurs

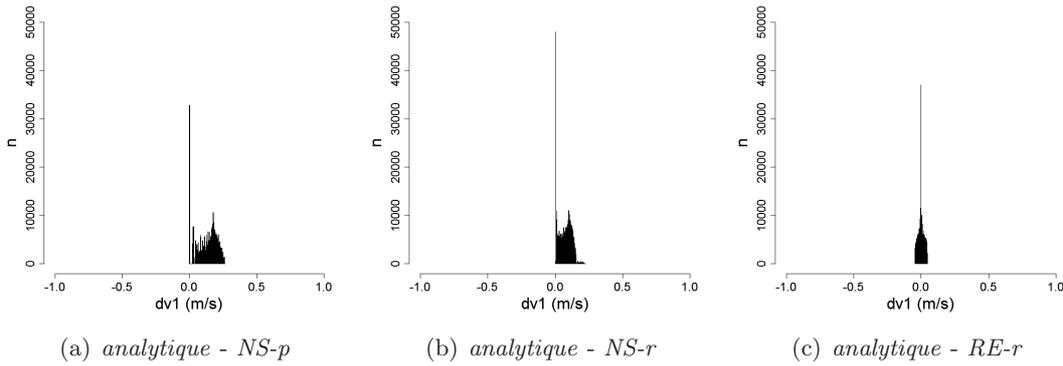


FIG. 6.10.: Écoulement *Couette plan* : histogrammes (fréquence) des différences de vitesse entre simulations et solution exacte

maximales négligeables devant la vitesse de \mathcal{R} de 10 m/s . Dans ce cas c'est *RE-r* qui fournit le champ de vitesse le plus précis.

Nous rappelons que l'écoulement *Couette plan* satisfait les hypothèses c_6 et c_7 exigées par l'approche de Reynolds; en observant les résultats ci-dessus, nous concluons que c'est *RE-r* qui fournit les résultats les plus précis, très proches des résultats analytiques. En ce qui concerne *NS-p* et *NS-r*, leur précision est très bonne, tenant compte de leur complexité de calcul plus grande.

6.2.2. Écoulement sur des profils simples

Une autre configuration pour laquelle la solution analytique peut être déduite est celle d'un écoulement au dessus d'un profil à géométrie simple, comme le profil trapézoïdal illustré dans la figure 6.11(a). Le modèle géométrique 2D du contact correspondant est représenté dans la figure 6.11(b). Le profil trapézoïdal a une géométrie invariable sur

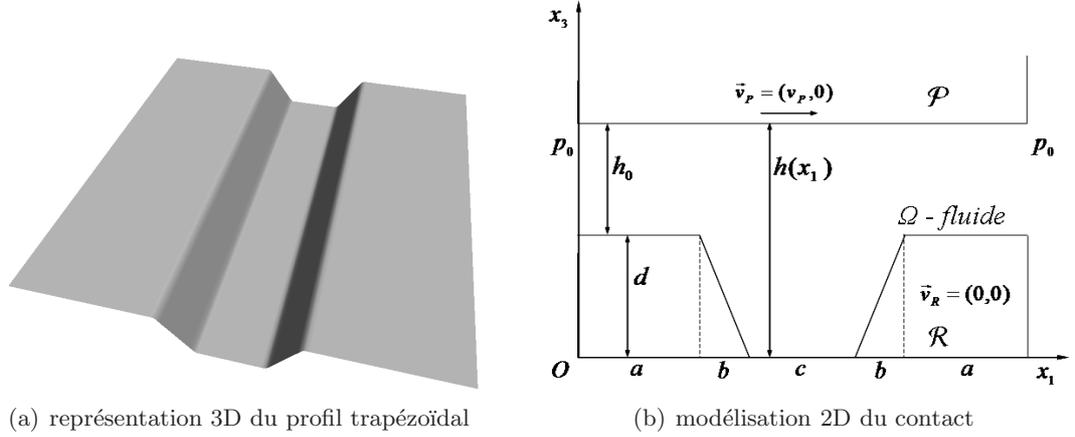


FIG. 6.11.: Écoulement sur un profil trapézoïdal

l'axe x_2 , l'épaisseur du contact variant seulement sur l'axe x_1 . Pour cette configuration, pourtant simple, les équations de Navier-Stokes sont difficiles à résoudre analytiquement. Nous allons utiliser l'équation de Reynolds, qui pour cette configuration s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x_1} \right) = 6\eta v_p \frac{\partial h}{\partial x_1}. \quad (6.9)$$

A partir de cette équation on peut facilement déduire l'expression des champs de vitesse et de pression dans le contact. La résolution de cette équation est détaillée dans l'annexe B.1 page 229.

Ensuite nous comparons la solution analytique avec des résultats de simulation. Les paramètres du contact et les dimensions du profil trapézoïdal utilisé sont donnés dans le tableau 6.3 ; les conditions de cavitation ne sont pas utilisées.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_p	10.0 m/s	l_1	384.0 μm
p_1	1.013 bar	l_2	384.0 μm
p_2	1.013 bar	l_3	3.0 μm
ρ	900.0 kg/m ³	$\Delta x_{1,2}$	3.0 $\mu m/\text{pixel}$
ν	6.0×10^{-6} m ² /s	Δx_3	0.1 $\mu m/\text{niveau}$
a	132 μm	b	30 μm
c	60 μm	d	3 μm

TAB. 6.3.: Écoulement sur des profils simples : paramètres de simulation

Dans les figures 6.12(a) et 6.12(b) nous représentons une comparaison entre les profils des champs de pression et de la vitesse (composante v_1) obtenus d'une part par les expressions analytiques, et d'autre part par les algorithmes *NS-p* and *RE-r*. L'algorithme *NS-r* n'a pas été testé car les conditions aux limites *restrictives* qu'il emploie ne sont pas adaptées à la géométrie particulière du profil dans ce cas.

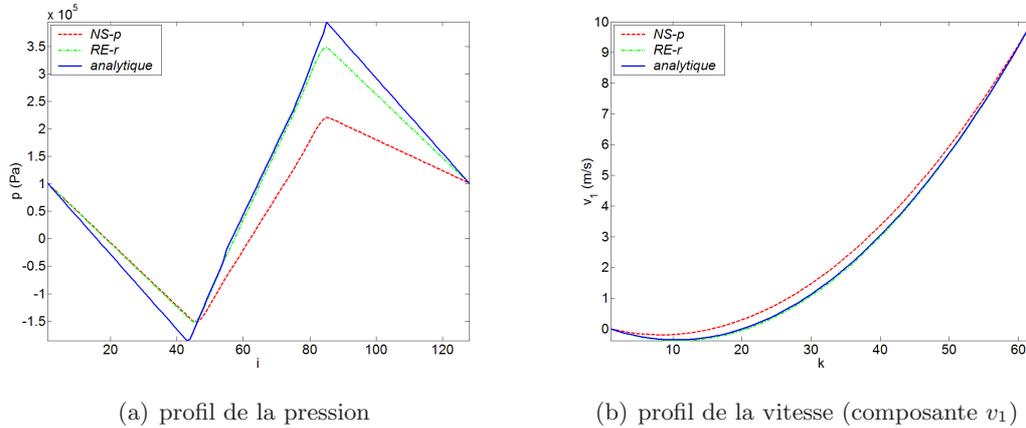


FIG. 6.12.: Écoulement sur des profils simples : les profils de la vitesse et de la pression

Nous observons une bonne corrélation entre les résultats de *RE-r* et la solution analytique. Les résultats donnés par *NS-p* sont légèrement différents ; cette méthode étant basée sur les équations de Navier-Stokes, elle prend en compte les termes d'inertie, contrairement à *RE-r*, ce qui explique les différences observées. Ces différences montrent que les hypothèses nécessaires au modèle de Reynolds ne sont pas vérifiées dans ce cas et que l'utilisation des équations de Navier-Stokes est plus appropriée pour cette configuration de contact ; par là même, ceci justifie l'intérêt de disposer de telles méthodes de calcul.

6.2.3. Écoulement sur des surfaces rugueuses réelles

Nous allons étudier maintenant le comportement du modèle pour un contact contenant la surface rugueuse de la figure 6.4(b) page 101 qui, compte tenu des paramètres de la simulation, devrait générer un écoulement non-laminaire ; c_6 et c_7 n'étant plus satisfaites, les résultats fournis par *RE-r* seront examinés et comparés avec ceux donnés par les deux autres méthodes, *NS-p* et *NS-r*. Les paramètres du contact sont ceux du tableau 6.1 page 101.

Dans la figure 6.13 page suivante sont représentés les histogrammes des forces d'inertie (convection) $\rho(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v}$ fournis par les trois méthodes.

6. Prédiction du frottement : validation

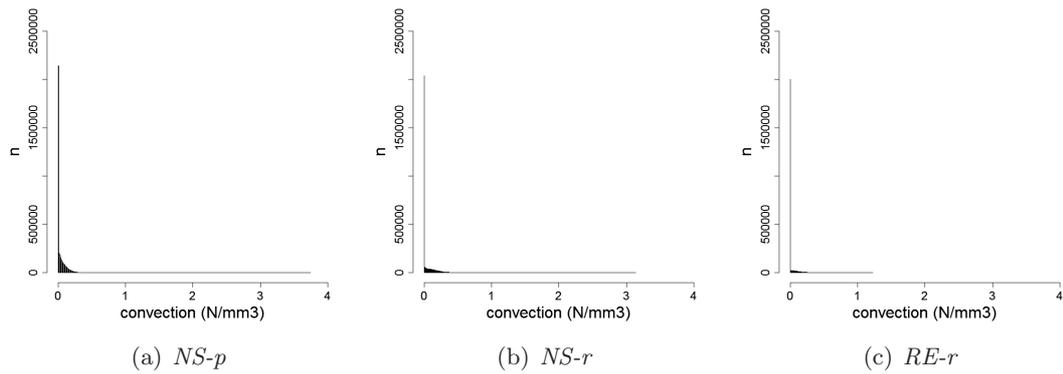


FIG. 6.13.: Écoulement sur des surfaces rugueuses réelles : histogrammes (fréquence) des modules des forces d'inertie

Nous observons que le résultat de *RE-r* fournit des termes de convection bien inférieurs à ceux des deux autres méthodes qui elles, sont capables de travailler avec des écoulement non-laminaires. Nous concluons donc qu'en présence de surfaces rugueuses qui peuvent engendrer des écoulements non-laminaires, il est important de disposer de méthodes de calcul adaptées afin d'obtenir tous les détails de l'écoulement.

6.2.4. Convergence

L'étude de la vitesse de convergence donne des informations substantielles sur le temps de calcul des méthodes. Dans les figures suivantes, la différence globale entre deux champs de pression successifs (ε), pondérée par le nombre de points de calcul, est représentée en fonction du numéro de l'itération. Le critère d'arrêt est satisfait quand cette différence devient inférieure à une certaine valeur, ici en occurrence $\varepsilon = 10^{-3}$. Nous représentons les vitesses de convergence des trois méthodes, pour une surface contenant l'aspérité simulée dans la figure 6.14 page ci-contre et pour une surface rugueuse réelle dans la figure 6.15 page suivante. Pour la surface topographique le volume de calcul est d'environ 256^3 pixels ; à titre d'exemple, sur un P4 2.4 GHz, les temps de calcul des trois méthodes dans ce cas sont : *NS-p* ~ 40 minutes, *NS-r* ~ 30 minutes et *RE-r* ~ 10 minutes.

Une première remarque qui émerge des ces résultats est la présence d'une inflexion dans la courbe de convergence de *NS-p* ; ceci montre l'importance du choix des conditions aux limites pour cette méthode, une option inadéquate pourrait même compromettre la convergence.

Nous observons que parmi les trois algorithmes, *NS-p* est caractérisé par le plus long temps de calcul, étant tributaire d'opérations de mise à jour très lentes. En revanche, *NS-r* débute rapidement, avec des mises à jour significatives, et s'arrête brusquement, après peu d'itérations ; les modifications importantes qui sont réalisées pendant les premières itérations peuvent être la cause des instabilités numériques discutées dans la section 5.1.3 page 83. En ce qui concerne la méthode *RE-r*, elle trouve rapidement une solution proche du résultat final et converge assez lentement vers la solution exacte. Toutefois, il faut

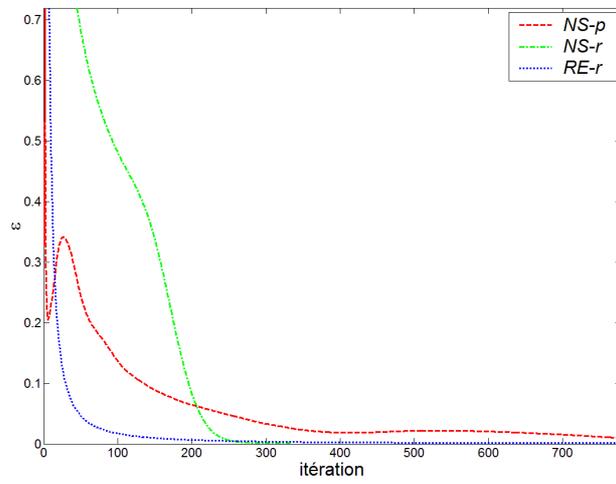


FIG. 6.14.: Vitesse de convergence : aspérité simulée

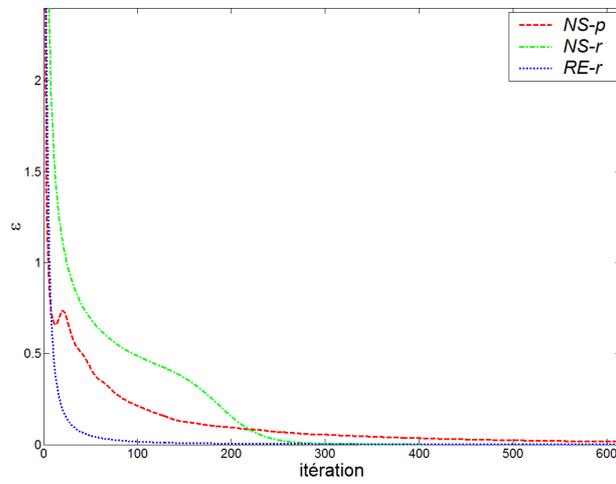


FIG. 6.15.: Vitesse de convergence : surface topographique

6. Prédiction du frottement : validation

noter que si n est la longueur caractéristique du volume de calcul 3D, le coût d'une itération (parcours du volume global) est proportionnel à n^3 pour *NS-p* et *NS-r*, et à n^2 pour *RE-r*; ainsi, comme les temps de calcul le montrent, *RE-r* est beaucoup plus rapide que les deux autres algorithmes.

6.2.5. Conditions aux limites restrictives

Un autre test intéressant à mener est de vérifier la pertinence des conditions aux limites décrites dans la section 5.1.3 page 83. Nous allons vérifier si les conditions restrictives (implémentées dans *NS-r*) mènent aux mêmes résultats que *NS-p* et *RE-r*. Pour cela, nous allons simuler un contact avec la surface de la figure 6.4(a) page 101 en utilisant les paramètres du tableau 6.4.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_p	10.0 <i>m/s</i>	l_1	256.0 μm
p_1	10.0 <i>bar</i>	l_2	256.0 μm
p_2	10.0 <i>bar</i>	l_3	3.0 μm
ρ	900.0 <i>kg/m³</i>	$\Delta x_{1,2}$	1.0 $\mu m/pixel$
ν	6.0×10^{-6} <i>m²/s</i>	Δx_3	0.1 $\mu m/pixel$

TAB. 6.4.: Conditions aux limites *restrictives* : paramètres du contact

Le niveau des marges lisses ajoutées correspond à la valeur *médiane* de \mathcal{R} et leur dimension représente 10 % ou 20 % de la taille de \mathcal{R} . Le tableau 6.5 illustre un parallèle, du point de vue des mesures tribologiques, entre les différentes méthodes employées. On

Méthode	Puissance dissipée (<i>mW/mm²</i>)	Ffs (millibar)	Charge (bar)
<i>NS-p</i>	85.44	179.09	9.57
<i>NS-r (marges 10%)</i>	85.35	175.70	9.99
<i>NS-r (marges 20%)</i>	85.33	175.68	9.99
<i>RE-r</i>	85.33	175.68	9.99

TAB. 6.5.: Conditions aux limites *restrictives* : résultats

observe que, contrairement à *NS-p*, la méthode *NS-r* utilisant des conditions restrictives donne des résultats très proches de *RE-r*; une explication possible de ce rapprochement serait la tendance des marges lisses à rendre l'écoulement à l'intérieur du contact laminaire, comme prévu par *RE-r*.

Nous comparons dans la figure 6.16 page suivante le champ de pression fourni par *NS-r* (marges de 10 %) avec ceux de *NS-p* et *RE-r*. Les différences maximales données par les histogrammes (~ 0.8 *bar*) sont assez petites devant les valeurs de la pression à l'intérieur du contact (~ 10 *bar*); de plus, les histogrammes sont concentrés aux origines, une preuve de bonne ressemblance des résultats.

De façon analogue, dans la figure 6.17 page ci-contre sont présentés les histogrammes des différences entre les composantes v_1 des champs de vitesse fournis par les différents algorithmes.

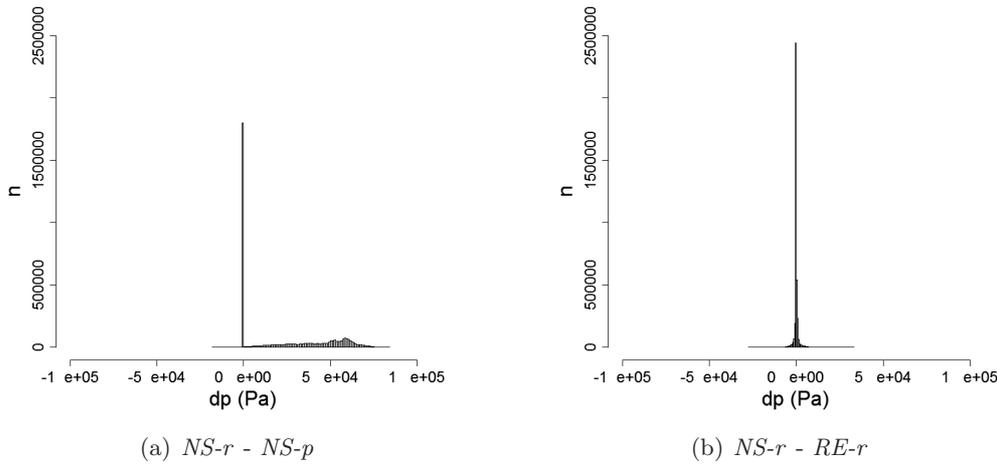


FIG. 6.16.: Conditions aux limites *restrictives* : histogrammes (fréquence) des différences de pression entre les simulations

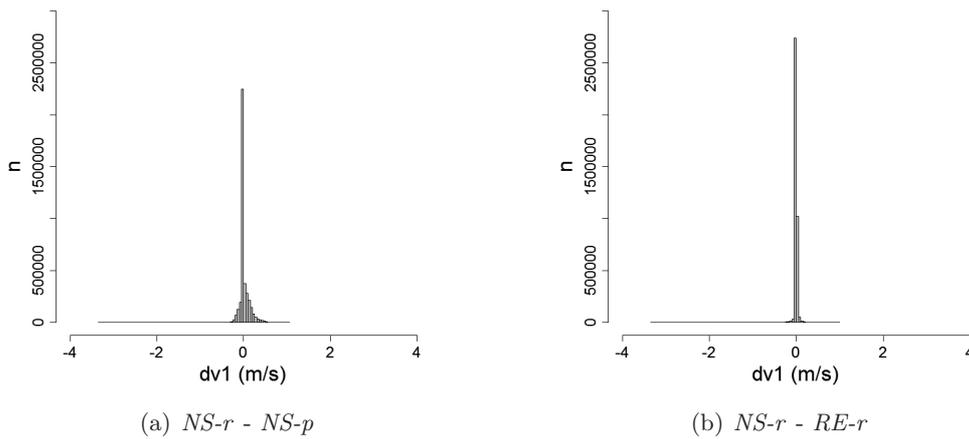


FIG. 6.17.: Conditions aux limites *restrictives* : histogrammes (fréquence) des différences des composantes v_1 de vitesse entre les simulations

Encore une fois, les histogrammes sont condensés autour de l'origine ce qui prouve l'influence négligeable des conditions aux limites restrictives sur l'écoulement.

6.2.6. Conditions de cavitation

Nous allons vérifier ici les résultats donnés par l'utilisation des conditions de cavitations, introduites dans la section 4.2.3 page 75. Nous allons effectuer une prédiction de

6. Prédiction du frottement : validation

frottement sur la surface de synthèse de la figure 6.4(a) page 101 avec les paramètres de contact du tableau 6.6. Comme il a été discuté dans le chapitre 5 page 79, les condi-

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_p	10.0 m/s	l_1	128.0 μm
p_1	1.013 bar	l_2	128.0 μm
p_2	1.013 bar	l_3	2.0 μm
ρ	900.0 kg/m ³	$\Delta x_{1,2}$	1.0 $\mu m/\text{pixel}$
ν	6.0×10^{-6} m ² /s	Δx_3	0.1 $\mu m/\text{niveau}$

TAB. 6.6.: Conditions de cavitation : paramètres du contact

tions de cavitation ne peuvent être utilisées que pour *NS-p* et *RE-r*, méthodes pour lesquelles la mise à jour de la pression est découplée de celle de la vitesse. La méthode *NS-p* sera donc employée, avec et sans conditions de cavitation. La valeur de la pression de cavitation p_{cav} choisie est de 1.013 bar, égale à la pression ambiante.

La figure 6.18 représente le champ de pression obtenu sans condition de cavitation, sous forme de champ de niveaux. Nous observons la création d'une zone de dépression

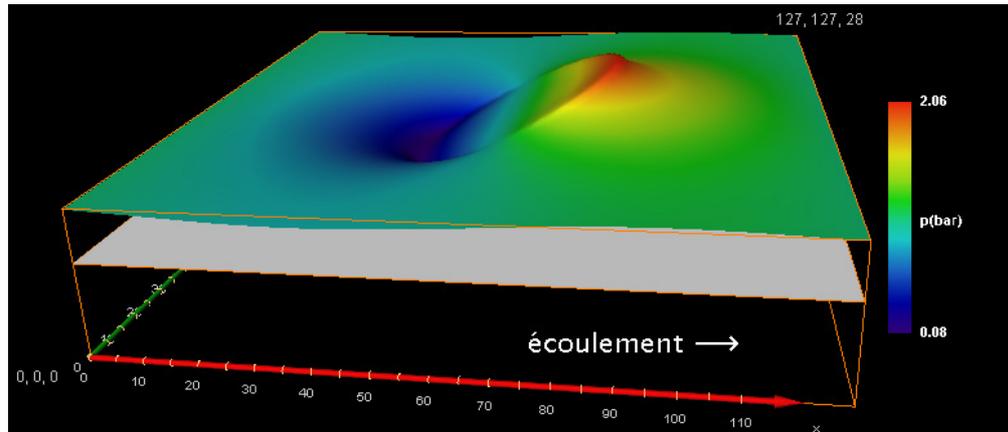


FIG. 6.18.: Conditions de cavitation : le champ de pression sans conditions de cavitation

(pression inférieure à l'ambiante) à l'entrée de la cavité et d'une zone de surpression à la sortie. La surpression totale, générée par la cavité, est nulle dans ce cas.

Dans la figure 6.19 page ci-contre nous représentons le même champ de pression, obtenu cette fois-ci avec des conditions de cavitation.

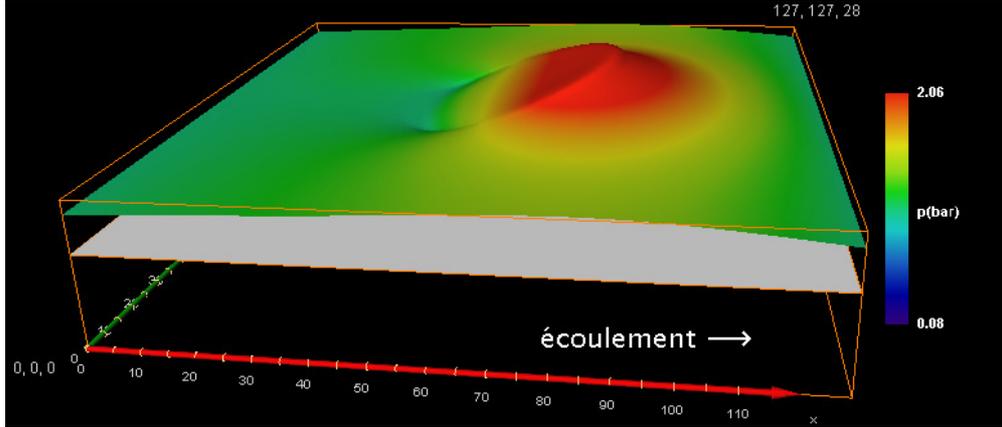


FIG. 6.19.: Conditions de cavitation : le champ de pression avec conditions de cavitation

On peut remarquer la disparition de la dépression à l'entrée de la cavité, et donc des valeurs inférieures à p_{cav} , ce qui génère une surpression caractéristique à la cavité de 0.36 bar. On observe donc un bon fonctionnement des conditions de cavitation.

6.2.7. Résolution & Précision

Pour des contacts en présence de rugosité, la résolution avec laquelle les détails de l'image d'entrée sont introduits est cruciale pour les calculs. Nous allons faire des simulations avec la surface de la figure 6.4(b) page 101 en introduisant l'image topographique associée dans le modèle à des résolutions variables, de plus en plus grossières, multiples de la résolution la plus fine. Le tableau 6.1 page 101 contient les paramètres du contact avec les pas d'échantillonnage initiaux de l'image d'entrée. L'épaisseur du film fluide sera définie à partir du niveau *médian* de la surface rugueuse.

Nous travaillons avec une grille hétérogène, le pas d'échantillonnage $\Delta x_3 = 0.1 \mu m$ et très petit devant $\Delta x_1 = \Delta x_2 = 1.0 \mu m$. Pour $L \simeq l_3$, $Re \simeq 10$ et en utilisant l'expression 5.2 page 81 nous déduisons la micro-échelle de Kolmogorov sur l'axe x_3 , $\kappa_3 \sim 0.9 \mu m$; de façon analogue, sur les axes x_1 et x_2 la longueur caractéristique est $L \simeq l_1$ et la micro-échelle associée serait $\kappa_{1,2} \sim 2.7 \mu m$. Pour des soucis de précision, les pas d'échantillonnage de travail ne doivent pas dépasser les micro-échelles de Kolmogorov correspondantes (section 5.1.1 page 80). Le tableau 6.7 page suivante contient les résultats des tests pour différents pas Δx_1 , Δx_2 . Les résultats des simulations sont également présentés dans la figure 6.20 page suivante.

6. Prédiction du frottement : validation

$\Delta x_1, \Delta x_2$ (μm)	Puissance dissipée (mW/mm^2)		
	<i>NS-p</i>	<i>NS-r</i>	<i>RE-r</i>
1	92.11	90.06	89.21
2	92.20	90.28	89.13
4	90.43	88.23	86.79
8	90.76	86.70	84.73

TAB. 6.7.: Résultats des prédictions pour différentes résolutions de travail

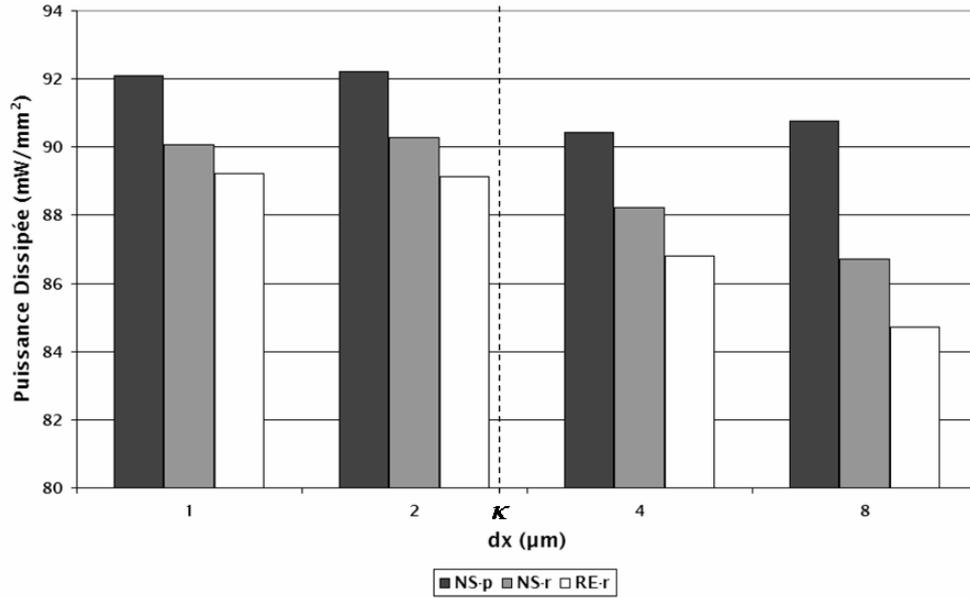


FIG. 6.20.: Prédiction du frottement pour différents pas d'échantillonnage $\Delta x_{1,2}$

On observe un chute importante dans l'estimation de l'énergie cinétique dissipée lorsque le pas d'échantillonnage passe de $2 \mu m$ ($< \kappa_{1,2}$) à $4 \mu m$ ($> \kappa_{1,2}$), passage qui correspond au franchissement de la micro-échelle de Kolmogorov.

6.2.8. Sens de calcul (*Gauss-Seidel*)

La technique de relaxation de Gauss-Seidel est une méthode de relaxation itérative qui effectue des mises à jour locales des valeurs à calculer dès que celles-ci sont disponibles (section 5.1.3 page 83). Lorsque'elle est utilisée pour des données multidimensionnelles, on a le choix entre différentes façons de parcourir le volume. Nous allons appliquer la méthode *NS-r* (variante Gauss-Seidel) pour la même surface et avec les mêmes paramètres de contact, la seule différence étant le sens du parcours. Pour cela, pas besoin de modifier les algorithmes, une symétrie axiale de l'image d'entrée est suffisante. Une illustration de cette opération est montrée par la figure 6.21 page ci-contre. Les résultats

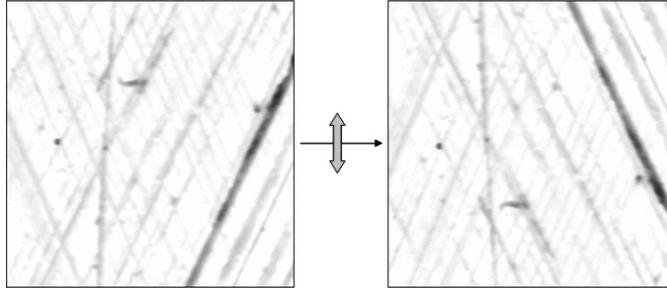


FIG. 6.21.: Sens de calcul : symétrie axiale de l'image d'entrée

des deux simulations sont quasi-identiques. Les estimations de frottement diffèrent de 0.01 à 0.02 % et les champs de vitesse et de pression sont presque identiques.

6.2.9. Conclusion

Les tests décrits précédemment montrent des bons résultats pour les algorithmes implémentés, dans des conditions de simulation variées. Les équations numériques des trois méthodes $NS-p$, $NS-r$ et $RE-r$ ont été validées à l'aide de solutions analytiques d'écoulements simples. De même, les tests des conditions aux limites restrictives et de cavitation sont validés. En ce qui concerne la vitesse de convergence, les algorithmes se sont montrés robustes et les temps de calculs, assez importants sur des machines de bureau, pourraient être diminués considérablement à l'aide d'optimisations ou de machines adaptées.

6.3. Validation expérimentale : données tribomètre ADEME

Dans cette section, nous allons comparer les résultats donnés par l'outil de prédiction de frottement avec les résultats expérimentaux du projet ADEME. Les essais ont été réalisés au LMS-ENSMM sur le tribomètre Plint TE77 dont le schéma est présenté dans la figure 6.22 page suivante. La description détaillée des essais ADEME a été fournie par Monteil et Vincent dans le rapport interne [64].

Le modèle géométrique de contact que nous avons développé est proche de la configuration du tribomètre, le frotteur ayant ici une section rectangulaire. Nous allons examiner si les hypothèses c_1 à c_7 (section 4.2.1 page 73) sont vérifiées dans les conditions expérimentales des tests tribomètre. Ensuite, nous allons donc vérifier la représentativité du modèle de prédiction pour la configuration tribomètre ; concrètement, nous allons vérifier si les simulations classifient les surfaces de test de la même manière que le tribomètre.

6.3.1. Les surfaces ADEME

Dans le cadre du projet ADEME, des nouveaux dessins de surface déterministes ont été prévus pour réaliser les essais tribomètre ; la gravure laser a été exclusivement employée pour générer les striations de l'ensemble des échantillons de test, gravure réalisée au LMS-ENSMM.

6. Prédiction du frottement : validation

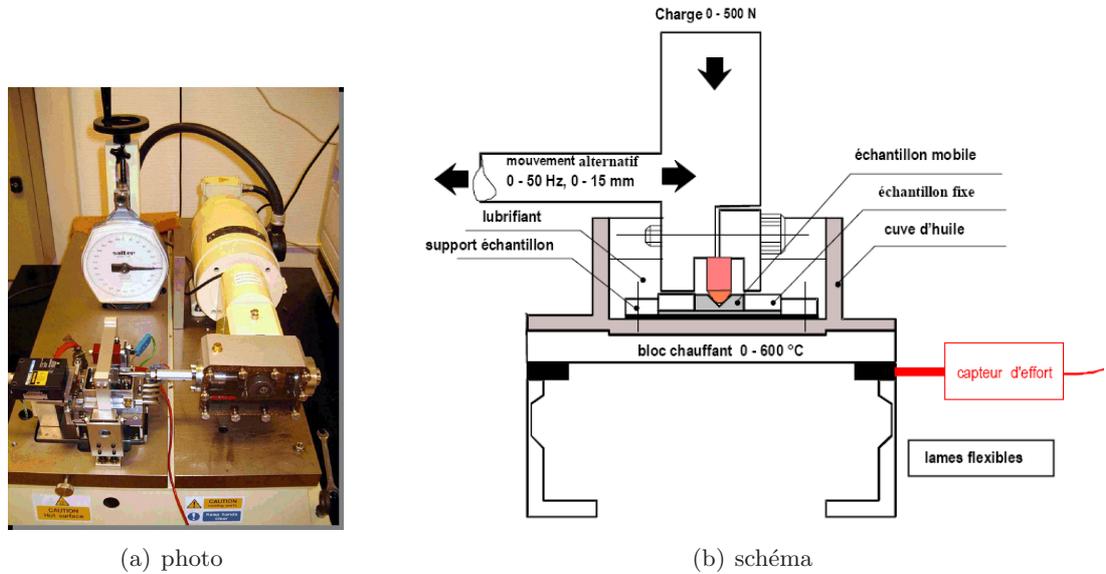


FIG. 6.22.: Tribomètre Plint TE77 (cf. LMS-ENSMM)

Gravure des surfaces Deux séries d'échantillons ont été gravées. La première série est constituée des échantillons L0, L15, L50, et L75 et correspond à une gravure laser continue classique suivant deux directions de striation (figure 6.24 page suivante) ; l'angle entre ces deux directions en degrés est indiqué par le numéro qui suit la lettre L.

La deuxième série d'échantillons en revanche correspond à une gravure laser de stries discontinues (figure 6.25 page 118) ; les échantillons de la série sont le g4, le g5, le lms1 et le lms2 et la disposition des stries sur la surface varie d'un échantillon à l'autre.

La définition des différentes surfaces a été faite en respectant les contraintes fonctionnelles définies dans la section 3.2 page 54. L'ensemble des éprouvettes laser a été tiré avec des caractéristiques de V_{hs} identiques de $0.51 \mu m^3 / \mu m^2$. Les stries à réaliser ont une épaisseur de $60 \mu m$ et une profondeur de $6 \mu m$. Une description détaillée des dessins de surface et de la procédure de gravure est donnée dans le rapport interne [64] fourni par le LMS-ENSMM.

Lors de la striation des échantillons, la gravure laser provoque des bavures sur la surface de la pièce (figure 6.23 page ci-contre), d'une part et d'autre de la strie. Elles sont mesurées par palpation de la surface. Elles sont ensuite éliminées par rodage manuel sur une table à roder.

Un autre aspect intéressant est le temps de gravure des surfaces, qui est en général un élément clé de la production en série. Tous les usinages ont été réalisés avec les mêmes paramètres. L'usinage se fait sur une plaque en fonte avec une surface gravée de $40 mm \times 30 mm$. Les temps d'usinage sont présentés dans le tableau 6.8 page suivante. Il est intéressant d'observer que ce temps augmente considérablement avec l'angle de la striation, et ceci pour les mêmes surfaces et volumes de striation (T_s et V_{hs}).

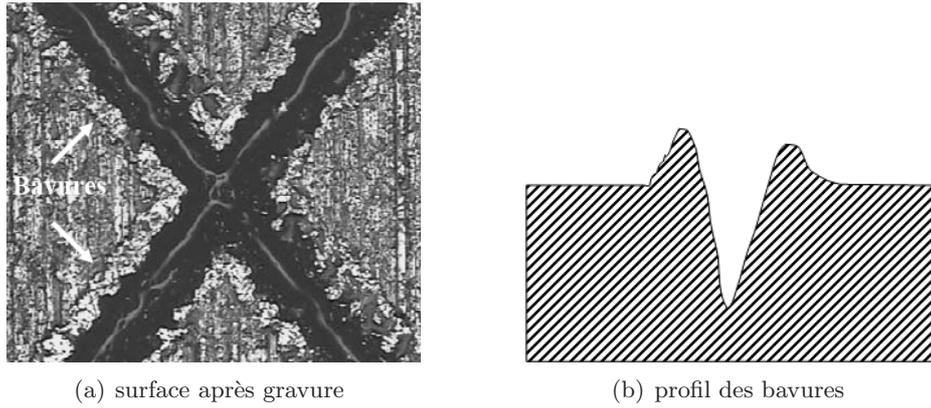


FIG. 6.23.: Bavures après gravure laser (cf. LMS-ENSMM)

Échantillon	L0	L15	L50	L75	g4(x2)	g5(x4)	lms1(x4)	lms2(x4)
Temps	0h44	2h10	6h51	17h12	6h59	4h37	6h53	6h53

TAB. 6.8.: Temps d'usinage des échantillons ADEME

Description des images ADEME Un microscope mécanique à balayage à été ensuite utilisé par le LMS-ENSMM pour relever les images topographiques des échantillons de test. La figure 6.24 illustre un exemple de gravure laser continue ; l'image topographique (2D et 3D) correspond à la surface L50 obtenue après une striation laser continue à 50°.

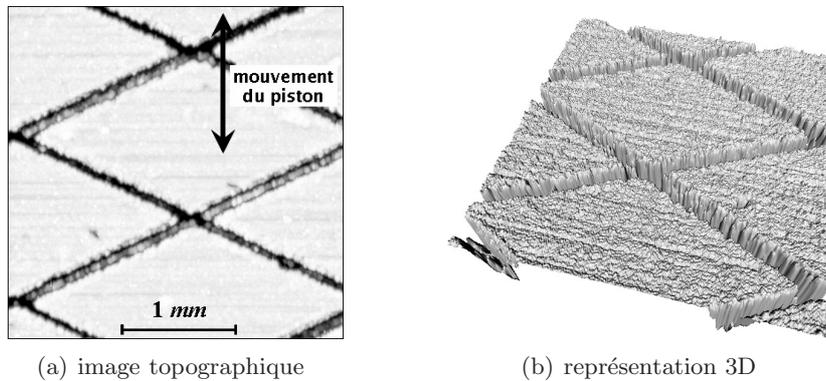


FIG. 6.24.: Image de surface texturée par gravure laser continue (échantillon L50)

La figure 6.25 page suivante montre un exemple de surface obtenue à la suite d'une gravure laser discontinue ; l'image topographique (2D et 3D) représente l'échantillon lms2 obtenu à la suite d'une gravure laser de stries discontinues intercalées.

Pour chaque échantillon, deux relevés topographiques sont effectués à deux positions légèrement décalées, ce qui donne deux images par échantillon².

²désignés par L50c et L50d pour l'échantillon L50 par exemple.

6. Prédiction du frottement : validation

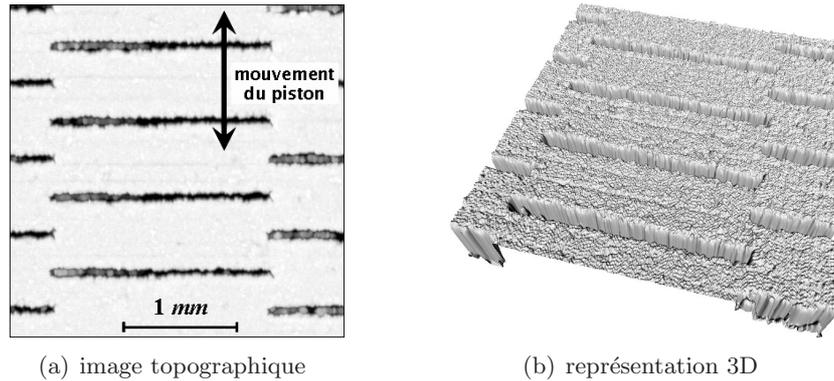


FIG. 6.25.: Image de surface texturée par gravure laser discontinue (échantillon lms2)

Originellement, les images de surface nous sont fournies codées sous forme de flottants dans un format propre au LMS-ENSMM ; elles ont été ensuite transcodées sous forme de flottants 32 bits. Le pas d'échantillonnage de toutes les images est le même, $3\mu m$, et l'échelle des niveaux est de $0.04044 \mu m/niveau$. La taille des images est de 1024×1024 pixels ce qui donne une surface relevée d'environ $3 mm \times 3 mm$.

Filtrage Avant de passer à l'analyse en détail des surfaces de test, nous pouvons remarquer dans la figure 6.26(a) page ci-contre que l'état de surface des images originales (en occurrence ici il s'agit de l'échantillon L0) est très dégradé par les bruits d'acquisition. Sur cette image nous en remarquons deux : un bruit basse-fréquence correspondant aux dérives légères des plateaux, et un bruit haute-fréquence représenté par les nombreux pics d'altitudes sur la surface.

Le bruit basse-fréquence est causé, soit par les défauts de planarité de la surface brute, soit par la fixation de l'échantillon lors de l'acquisition qui ne peut bien entendu pas assurer une horizontalité parfaite. Quant au bruit haute-fréquence, il correspond probablement à un bruit d'acquisition.

Nous allons nous attaquer dans un premier temps au bruit basse-fréquence. Pour éliminer cette composante nous allons utiliser le filtre alterné séquentiel décrit dans la section 2.4.1 page 39. Ce filtre efface progressivement les pics des plateaux et les stries de l'image, en commençant par les plus petits. Si la taille N du filtre est suffisamment grande, toutes les structures de la texture seront effacées et nous obtenons l'image de la figure 6.26(b) page ci-contre correspondant aux niveaux des plateaux de la surface (analogue aux basses-fréquences). Pour les textures du projet ADEME, la gravure laser crée des stries d'épaisseur assez conséquente comparées aux stries du PREDIT 97.T.0299 ; pour effacer complètement les structures de la texture nous avons utilisé une taille de filtre de 30 pixels et un élément structurant carré³. A partir de l'image des plateaux et de l'image initiale nous pouvons donc reconstruire l'image de la surface sans le bruit

³ce qui revient à dire que la taille maximale des structures effacées est d'environ $180 \mu m$ pour une résolution d'image de $3 \mu m/pixel$.

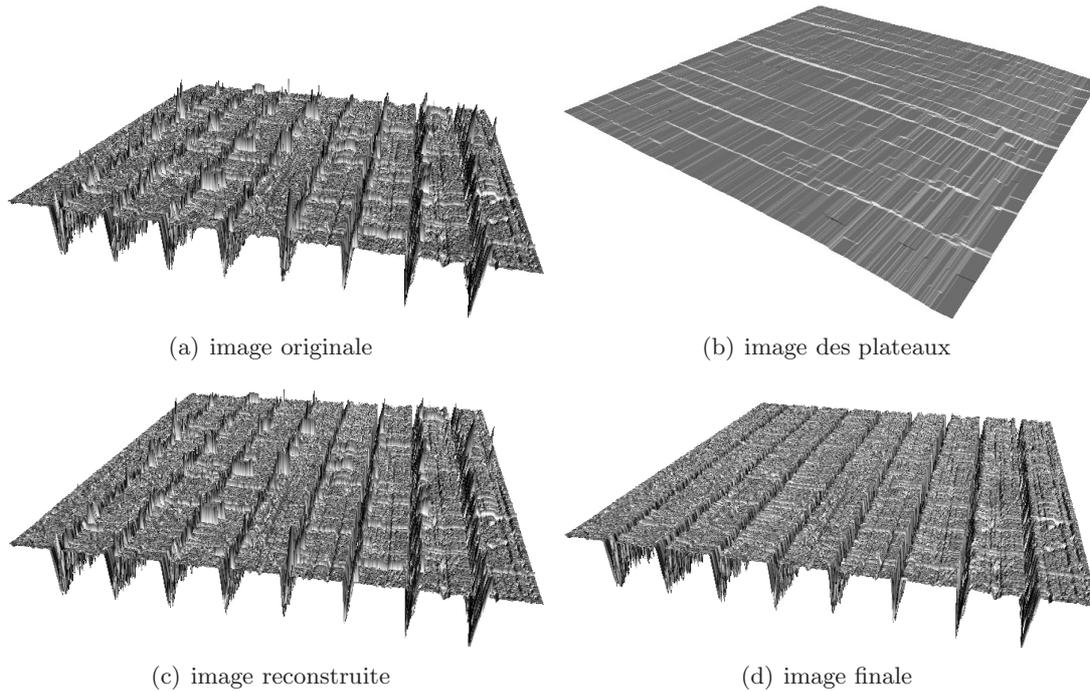


FIG. 6.26.: Filtrage et mise en forme des images d'acquisition (échantillon L0) : vue 3D

basse-fréquence (figure 6.26(c)).

Il reste à éliminer maintenant les pics et les trous générés par le bruit d'acquisition sur la surface. Pour cela, nous allons appliquer à nouveau le filtre alterné séquentiel cité précédemment à l'image reconstruite de la figure 6.26(c) ; l'image résultante sera cette fois-ci plane⁴ qui donnera le niveau des plateaux et qu'on va appeler *niveau de référence*. En effet, ce niveau permet également de séparer les stries de la rugosité des plateaux, décomposition analogue à celle présentée dans la section 2.4.2 page 40.

Nous savons que le Ra de la rugosité des plateaux est très inférieur au micron. A partir de cette information nous pouvons supposer que des pics supérieurs à une certaine hauteur (ici $1 \mu m$) ne peuvent pas subsister au processus de rodage mécanique de la surface. Nous allons donc égaliser ces pics, qui parfois atteignent quelques dizaines de microns d'hauteur, au niveau maximal admissible. Le résultat est illustré par l'image de la figure 6.26(d). Ce sont les images filtrées qui serviront pour la suite des analyses. La procédure de filtrage est présentée de manière succincte (pseudo-code) par l'algorithme de l'annexe A.2 page 225.

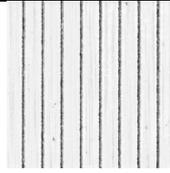
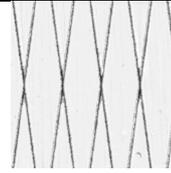
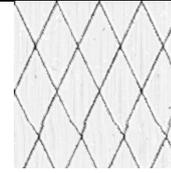
Bilan des mesures A partir des images de surface fournies après filtrage, nous avons effectué des mesures des principaux paramètres caractéristiques des textures : le Ra des

⁴ce n'est pas exactement vrai ; le filtre morphologique crée des structures secondaire qui portent l'empreinte de l'élément structurant, mais qui ne sont pas gênantes pour la suite des opérations.

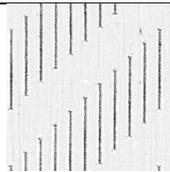
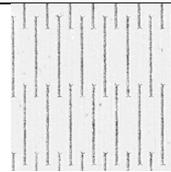
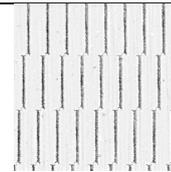
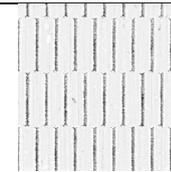
6. Prédiction du frottement : validation

plateaux, le volume d'huile par unité de surface V_{hs} et la densité de stries T_s .

Pour effectuer ces mesures, il est indispensable de connaître le niveau des plateaux ; nous avons utilisé le niveau de référence et la procédure décrits dans la section 6.3.1 page 118. Les images topographiques et les résultats des mesures sont regroupés dans les tableaux 6.9 et 6.10.

Échantillon	L0	L15	L50	L75
Image				
Angle (°)	0	15	50	75
Ra plateaux (μm)	0.296	0.261	0.403	0.376
V_{hs} (μm)	1.958	1.967	1.727	1.559
T_s	0.443	0.423	0.449	0.426

TAB. 6.9.: Mesures effectuées sur les échantillons laser continu

Échantillon	g4	g5	lms1	lms2
Image				
Angle (°)	0	0	0	0
Ra plateaux (μm)	0.299	0.265	0.260	0.298
V_{hs} (μm)	1.245	1.271	1.315	1.285
T_s	0.408	0.407	0.416	0.417

TAB. 6.10.: Mesures effectuées sur les échantillons laser discontinu

Nous remarquons tout de suite un décalage conséquent entre le V_{hs} désiré de $0.514 \mu m^3/\mu m^2$ et les valeurs mesurées sur les images topographiques qui sont en moyenne trois fois supérieures. Nous trouvons également des profondeurs de stries qui tournent en moyenne autour de 15 à 20 μm , très supérieures aux 6 μm désirés. L'épaisseur moyenne des stries en revanche est d'environ 60 μm , ce qui correspond bien aux attentes. Ces éléments prouvent qu'il est en effet très difficile de maîtriser avec précision des paramètres comme le V_{hs} avec la technologie de gravure laser ; en conséquence, l'expérience de cette première série de gravures pourra servir par la suite pour mieux accorder les résultats obtenus avec les dessins théoriques.

Une deuxième remarque qu'on peut faire en regardant les résultats des tableaux 6.9 et 6.10 concerne les écarts importants de V_{hs} entre les échantillons de la même série (pouvant atteindre les 50%) ; deux causes possibles, qui peuvent s'additionner, sont à la

base de ces écarts.

La première est probablement le processus de gravure ; nous avons vu ci-dessus l'ordre de grandeur des erreurs qu'il génère.

La deuxième source d'erreurs peut intervenir lors de l'acquisition. Nous effectuons des mesures de V_{hs} sur une surface de $3\text{ mm} \times 3\text{ mm}$ qui est un échantillon de l'éprouvette qui fait $40\text{ mm} \times 30\text{ mm}$. Comme la distribution du V_{hs} sur la surface n'est pas uniforme dans l'absolu et se fait à l'aide de structures répétitives, en occurrence les stries, le placement de la fenêtre d'acquisition peut constituer une source d'erreurs. Par exemple, dans la figure 6.25(a) page 118 un léger décalage de la fenêtre d'acquisition vers le haut peut faire rentrer dans l'image deux extrémités de stries supplémentaires ce qui aurait pour conséquence une augmentation du V_{hs} mesuré.

Un autre constat qu'on peut faire est que le V_{hs} des striations continues ($1.803\ \mu\text{m}$) est en moyenne supérieur à celui des striations discontinues ($1.279\ \mu\text{m}$). On observe également des écarts moins importants de V_{hs} entre les échantillons de la série discontinue qu'entre ceux de la série continue. Une explication de ce phénomène pourrait être la distribution plus homogène du V_{hs} pour la série discontinue, ce qui entraînerait, pour rejoindre les propos du paragraphe précédent, des erreurs moindres lors du placement de la fenêtre d'acquisition.

En ce qui concerne les deux autres paramètres, les valeurs des mesures sont plutôt stables d'un échantillon à l'autre. Le Ra des plateaux est légèrement supérieur aux valeurs mesurées lors du PREDIT 97.T.0299. Quant au taux de cavités T_s , les valeurs des tableaux 6.9 et 6.10 page ci-contre sont beaucoup plus importantes que celle imposée par les contraintes fonctionnelles de 0.074 ; ceci s'explique par la présence de la micro-rugosité des plateaux qui est en partie prise en compte dans cette mesure.

Homogénéisation des images ADEME Nous avons évoqué dans le chapitre 3 page 53 l'importance du paramètre V_{hs} des surfaces pour le frottement et les erreurs qui peuvent intervenir sur ce paramètre, pour les images topographiques, lors de la gravure et de l'acquisition (section 6.3.1 page 119).

Afin de travailler avec les échantillons les plus homogènes possibles en termes de V_{hs} , nous allons extraire des sous-échantillons des images originales, choisis comme étant les sous-images qui minimisent l'écart entre leur V_{hs} et une valeur de V_{hs} prédéfinie ; cette valeur sera dans notre cas la valeur médiane des V_{hs} de la série des images originales ($1.63\ \mu\text{m}$).

Afin d'obtenir des sous-échantillons représentatifs des images originales, nous allons prendre ici des quarts des images d'entrée (série qISOmed), qui préservent au moins quelques mailles élémentaires de la texture. Cette procédure est illustrée dans la figure 6.27 page suivante.

La figure 6.28 page suivante présente les valeurs de V_{hs} des échantillons de test avant et après la procédure décrite ci-dessus. On remarque une relative homogénéisation du V_{hs} , mais pas d'égalité absolue. Ceci est dû à la variabilité de V_{hs} intra-échantillons trop importante.

6. Prédiction du frottement : validation

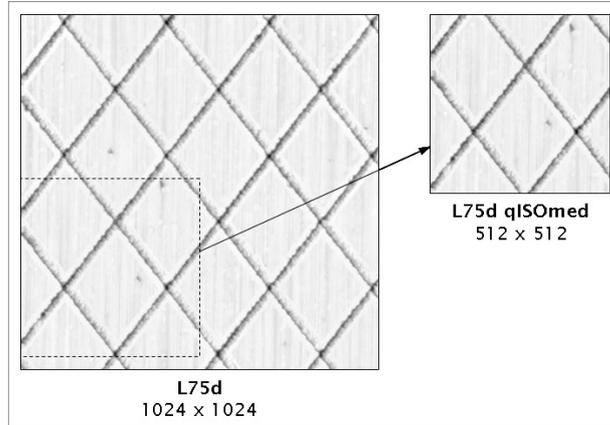


FIG. 6.27.: Extraction des sous-échantillons de test représentatifs (échantillon L75)

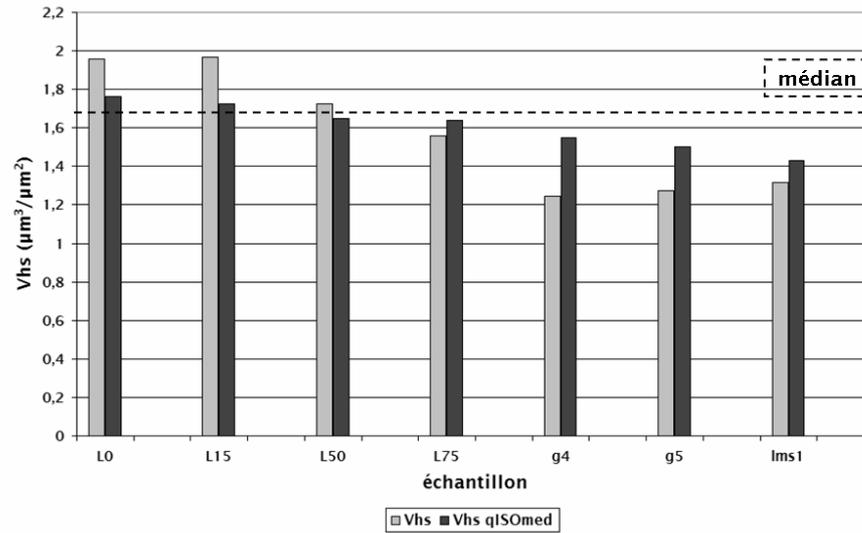


FIG. 6.28.: Homogénéisation des échantillons ADEME : le V_{hs} avant (Vhs) et après (Vhs qISOmed) traitement

6.3.2. Traitement des données

Les données des tests comprennent l'évolution de plusieurs grandeurs dans le temps. Les paramètres principaux de chaque test sont la charge (en Newtons) sur le frotteur et la fréquence (en Hz) d'oscillation, paramètres qui vont entraîner le régime de lubrification du contact, hydrodynamique, mixte ou limite.

Dans la figure 6.29 nous représentons la variation de la force de frottement en fonction de la position du frotteur, pour le test C10V20⁵ et l'échantillon L0. Pour un déplacement

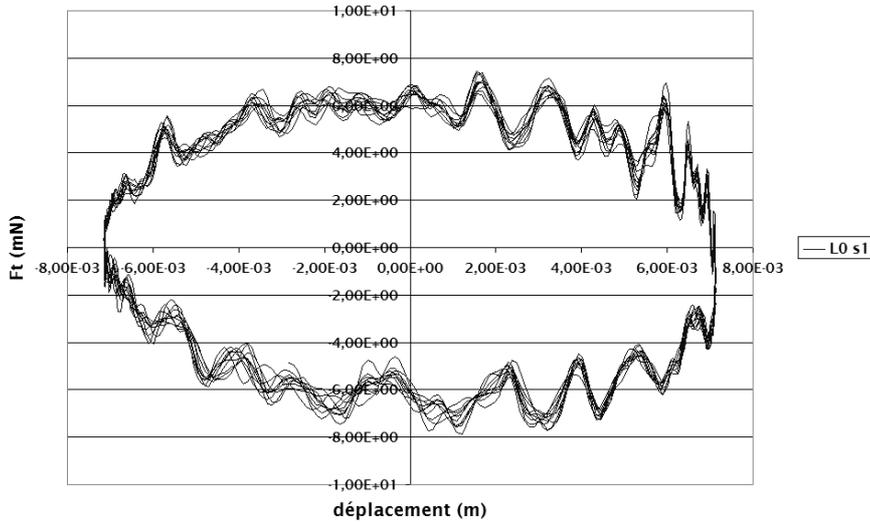


FIG. 6.29.: Variation de la force de frottement en fonction du déplacement pour l'échantillon L0 (test C10V20)

de $7 \mu m$ le frotteur a une vitesse nulle (point de rebroussement), alors qu'autour de 0 sa vitesse est maximale, ici environ $0.9 m/s$. Les oscillations sur cette courbe sont probablement dues en partie à la texture de la surface et en partie au bruit d'acquisition.

Dans la figure 6.30 page suivante nous représentons l'évolution de la force de frottement surfacique en fonction de la vitesse du frotteur. On peut considérer donc que celui-ci est en régime limite aux extrémités de la course (vitesse nulle) et en régime hydrodynamique autour de 0 (vitesse maximale).

Comme c'est uniquement la partie hydrodynamique qui nous intéresse, nous allons nous servir seulement des données correspondantes à cette partie de la course. En appliquant cette procédure pour tous les échantillons, nous obtenons la force de frottement surfacique caractéristique à chaque échantillon, en régime hydrodynamique et pour une vitesse de $0.9 m/s$. La figure 6.31 page suivante illustre la comparaison des performances des échantillons. Les intervalles de confiance pour chaque mesure sont également donnés. Nous remarquons que l'échantillon le plus intéressant en gravure continue est le L15,

⁵qui correspond à une charge de $10 N$ et une vitesse de $20 Hz$.

6. Prédiction du frottement : validation

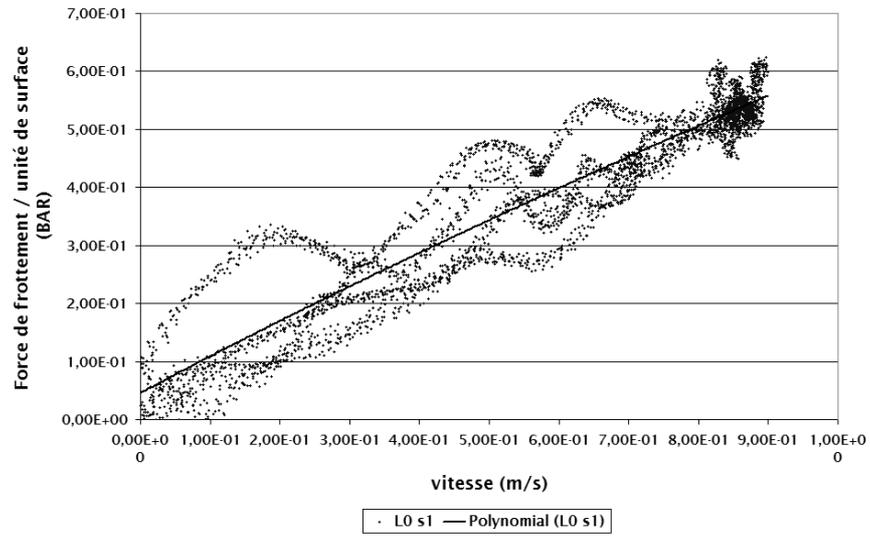


FIG. 6.30.: Variation de la force de frottement surfacique avec la vitesse pour l'échantillon L0 (test C10V20)

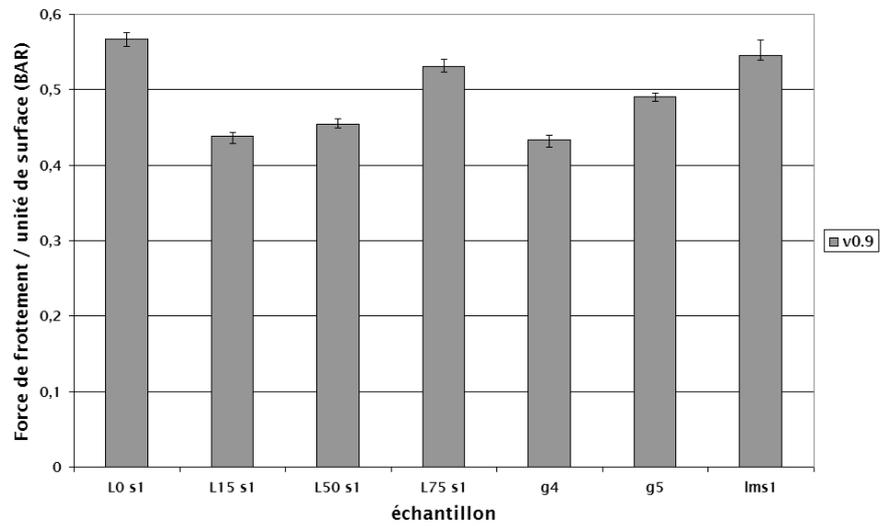


FIG. 6.31.: Résultats des mesures tribomètre correspondant à une vitesse de 0.9 m/s (test C10V20)

ce qui confirme les résultats du projet PREDIT, tandis qu'en tirage discontinu c'est la surface g4 qui offre les meilleures performances.

6.3.3. Résultats

Les paramètres de la simulation que nous avons choisis sont donnés dans le tableau 6.11 et correspondent aux conditions des tests tribomètre. La pression extérieure est la pres-

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_p	0.9 m/s	l_1	1536.0 μm
p_1	1.013 bar	l_2	1536.0 μm
p_2	1.013 bar	l_3	2.0 μm
ρ	854.0 kg/m ³	$\Delta x_{1,2}$	6.0 $\mu m/pixel$
ν	54.0×10^{-6} m ² /s	Δx_3	0.4044 $\mu m/niveau$

TAB. 6.11.: Prédiction des résultats ADEME : paramètres du contact

sion atmosphérique. Compte tenu de la vitesse très faible du frotteur, nous avons fait le choix d'une faible épaisseur de contact, 2 μm .

Les vitesses étant faibles, les contraintes dans le fluide le sont également ; les hypothèses c_1 et c_4 sont donc vérifiées. Nous supposons que pendant les tests le fluide a une température constante, de 40°C ; la densité et la viscosité du fluide correspondent à cette température et l'hypothèse c_2 est également vérifiée. Compte tenu de l'huile utilisée, l'hypothèse c_3 est automatiquement vérifiée aussi. En ce qui concerne c_5 , même pour des vitesses aussi faibles, les forces de gravité sont négligeables par rapport aux forces visqueuses et d'inertie.

Les paramètres de la simulation donnent un nombre de Reynolds de 0.033 dans ce cas ; c'est une valeur suffisamment faible pour négliger les termes d'inertie et considérer l'écoulement comme laminaire. Si l'on ajoute la faible épaisseur du contact, les hypothèses c_6 et c_7 sont vérifiées, l'équation de Reynolds serait donc suffisante pour calculer l'écoulement dans ce cas. Néanmoins, nous avons rencontré des problèmes de convergence avec certains échantillons (g4 par exemple) ; ces problèmes proviennent des fortes discontinuités numériques (gradients importants) présentes dans les images d'entrée et qui font diverger la méthode $RE-r$ en particulier⁶. Nous avons donc utilisé finalement la méthode $NS-p$, avec des conditions de cavitation.

Dans la figure 6.32 page suivante nous représentons les mesures expérimentales (série LMS v0.9) et les prédictions CMM sur les images ayant subi la procédure de la section 6.3.1 page 121 (série CMM v0.9 qISO). Les mesures expérimentales donnent la force de frottement surfacique pour chaque échantillon. Comme on impose une charge constante sur le frotteur (10 N), c'est une configuration de contact dynamique, l'épaisseur du contact variant d'un échantillon à un autre. Dans ce cas, la mesure représentative pour cette configuration fournie par l'outil de prédiction est le coefficient de frottement

⁶le gradient de l'épaisseur du contact, qui intervient dans l'équation de Reynolds, est très important pour des fortes discontinuités dans la surface rugueuse.

6. Prédiction du frottement : validation

$\mu_{texture}$; en effet, cette mesure prend en considération le caractère dynamique du contact via la charge provoquée par la texture. Afin de pouvoir comparer les deux séries, nous avons normalisé les résultats ; les valeurs de chaque série ont été divisées par la moyenne de la série et les résultats finaux seront donc des pourcentages. Cette normalisation n'est pas gênante dans la mesure où l'intérêt des mesures est le classement des échantillons. La figure 6.33 page suivante donne une représentation différente de cette comparaison.

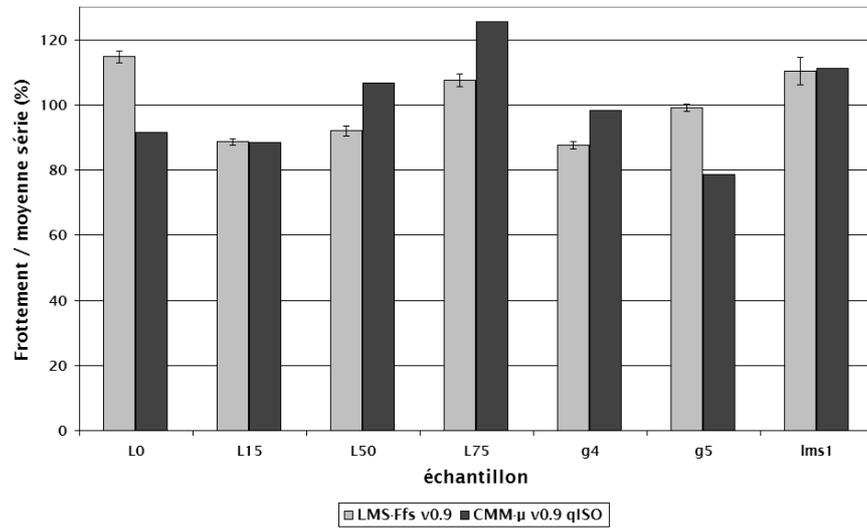


FIG. 6.32.: Prédiction des résultats tribomètre ADEME (0.9 m/s)

Pour une corrélation parfaite théorie-expériences, les points devraient être alignés selon une droite de pente positive. Les relations d'ordre entre les échantillons seraient dans ce cas gardées par la simulation.

6.4. Validation expérimentale : données SPC PREDIT

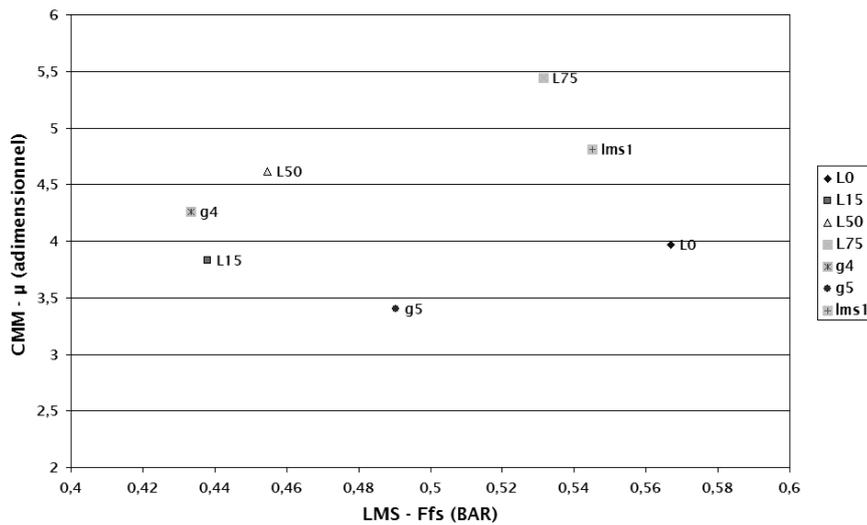


FIG. 6.33.: Confrontation des simulations avec les mesures tribomètre ADEME (0.9 m/s)

Comme on peut le constater, il n'y a pas de corrélation très forte ; pour les échantillons L0 et g5 notamment les simulations donnent des résultats qui ne préservent pas la relation d'ordre. En revanche, il faut observer que, à l'intérieur de la série continue, le minimum (L15) et le maximum (L75) sont préservés⁷. Malgré une corrélation partielle, les résultats sont satisfaisants et permettent d'affirmer que l'outil de prédiction est apte à classer des textures de surface dans une configuration de contact hydrodynamique tribomètre.

6.4. Validation expérimentale : données SPC PREDIT

Dans cette section, nous allons comparer les résultats donnés par l'outil de prédiction pour les surfaces PREDIT décrites dans la section 2.1 page 25, avec les résultats expérimentaux sur machine SPC (section 1.2.2.2 page 16).

6.4.1. Traitement des images PREDIT

Avant de passer à la prédiction du frottement, les images PREDIT ont subi un traitement analogue à celui mis en place pour les images ADEME et décrit dans la section 6.3.1 page 121. L'homogénéisation du V_{hs} des images PREDIT est illustrée par le graphique de la figure 6.34 page suivante. Là encore, nous n'arrivons pas à une égalité absolue des V_{hs} . En effet certains échantillons (10, 16 et 17) présentent des V_{hs} très éloignés (dans un sens ou dans l'autre) de la valeur médiane.

⁷objectif essentiel de l'outil de prédiction.

6. Prédiction du frottement : validation

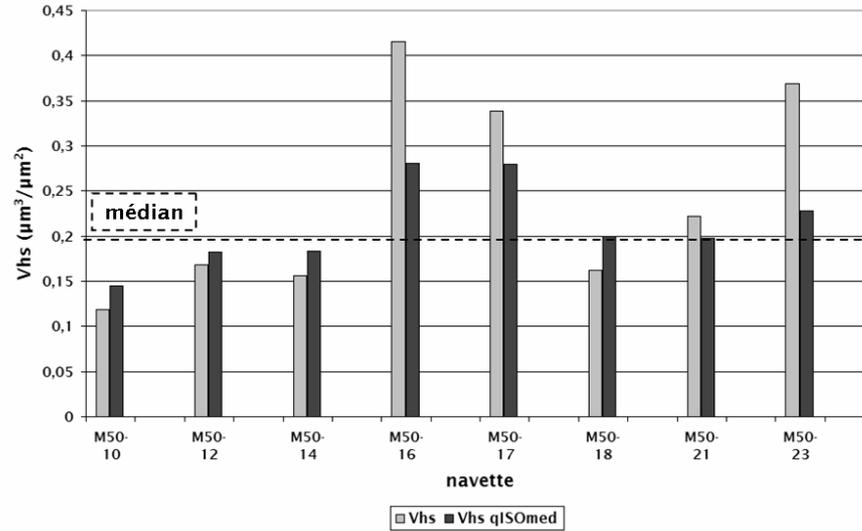


FIG. 6.34.: Homogénéisation de navettes PREDIT

6.4.2. Résultats

La machine SPC est un simulateur monocylindre complet, entraîné et sans allumage. Les conditions de test sont donc bien plus proches des conditions du fonctionnement moteur que celles rencontrées lors des tests tribomètre.

Les mesures SPC ont été effectuées pour des vitesses de 850, 1000, 1500, 2000 et 3000 t/mn (section 1.2.2.2 page 16). Afin de valider le modèle pour des vitesses élevées, nous choisissons d'exploiter ici la série à 3000 t/mn , qui implique une vitesse maximale des segments, au point-milieu, de l'ordre de 13 m/s . Pour cette vitesse, nous supposons une épaisseur du film d'huile de l'ordre de 3 μm ⁸. La machine SPC n'étant pas allumée, la pression dans le cylindre est atmosphérique. La densité et la viscosité du lubrifiant choisi correspondent à une huile SAE 15W40 à 100° C. Les paramètres de la simulation sont donnés dans le tableau 6.12.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_p	13.0 m/s	l_1	768.0 μm
p_1	1.013 bar	l_2	768.0 μm
p_2	1.013 bar	l_3	3.0 μm
ρ	888.0 kg/m^3	$\Delta x_{1,2}$	3.0 $\mu m/pixel$
ν	$15.0 \times 10^{-6} m^2/s$	Δx_3	0.12093 $\mu m/niveau$

TAB. 6.12.: Prédiction des résultats PREDIT : paramètres du contact

En ce qui concerne les hypothèses du modèle physique, il est aisé de constater que

⁸valeur choisie de manière approximative, à partir des expériences des constructeurs automobile, partenaires du projet ADEME.

6.4. Validation expérimentale : données SPC PREDIT

c_3 et c_5 sont vérifiées. En régime stationnaire (vitesse constante) on peut supposer la température constante, et donc c_2 également vérifiée. Malgré les vitesses élevées (tenseurs de cisaillement importants), le lubrifiant choisi⁹ garde un comportement Newtonien, les hypothèses c_1 et c_4 sont donc aussi valides.

Le nombre de Reynolds caractéristique à l'écoulement du lubrifiant est de 2.6 dans ce cas de figure. Malgré une épaisseur de contact faible, le nombre de Reynolds n'est pas suffisamment petit pour supposer un écoulement parfaitement laminaire (hypothèse c_7). Nous avons donc utilisé la méthode $NS-p$ pour la simulation, avec des conditions de cavitation.

Pour les tests SPC, la mesure fournie est la PMF. Compte tenu de l'aspect local de l'application de l'outil de prédiction, la mesure représentative pour l'outil sera cette fois-ci la puissance dissipée par frottement, par unité de surface. Le graphique de la figure 6.35 illustre la comparaison entre la série de mesures expérimentales (SPC 3000 t/mn) et la série de mesures en simulation (CMM v13). Les grandeurs physiques mesurant le frottement n'étant pas les mêmes pour le banc SPC et la simulation, nous avons également procédé à une normalisation (section 6.3.3 page 125) des deux séries afin de pouvoir les comparer. Les résultats de chaque série sont donc divisés par la moyenne de la série correspondante, les valeurs résultantes étant des pourcentages qui classifient les navettes.

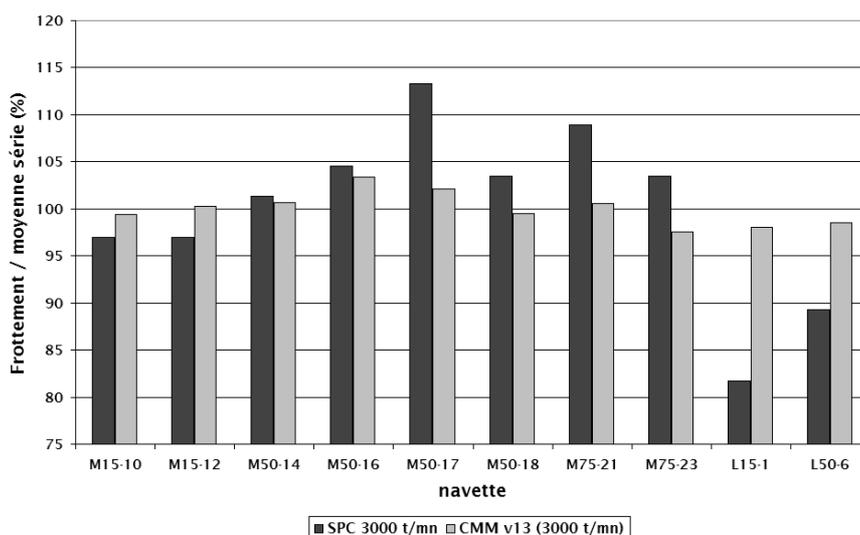


FIG. 6.35.: Simulation des résultats PREDIT SPC (3000 t/mn)

L'outil de prédiction est appliqué ici à un contact qui est différent, en termes de modélisation, de la configuration du tribomètre Plint. En effet, la configuration du contact sur machine SPC est plus éloigné du modèle proposé, mais a l'avantage d'être plus proche de la configuration moteur. Malgré ces différences, nous constatons un très bon com-

⁹couramment utilisé sur les véhicules de série.

6. Prédiction du frottement : validation

tement de l'outil de prédiction qui fournit une courbe de tendance similaire à celle des essais SPC et qui, à quelques exceptions près, préserve les relations d'ordre de la série.

Le graphique de la figure 6.36 illustre une représentation différente des résultats précédents. L'axe des abscisses contient les mesures SPC et l'axe des ordonnées les résultats des simulations. Une prédiction idéale serait équivalente à l'alignement sur une droite

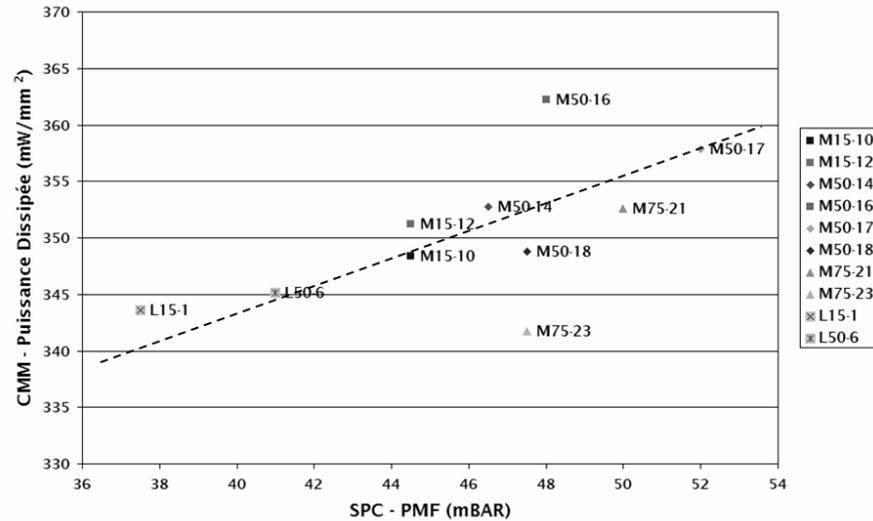


FIG. 6.36.: Confrontation des simulations avec les mesures PREDIT SPC (3000 t/mn)

des points du graphique. Ces résultats sont néanmoins très satisfaisants et concluent à une bonne représentativité du modèle pour la configuration SPC.

6.5. Conclusion

Dans les chapitres 4 et 5 nous avons développé un modèle pour étudier l'influence de la rugosité (au sens large) sur l'écoulement d'un fluide visqueux à l'intérieur d'un contact hydrodynamique.

Après une première phase de validation théorique afin de vérifier le bon fonctionnement des méthodes numériques implémentés, nous avons confronté le modèle de prédiction à des résultats expérimentaux. Dans un premier temps, les essais ADEME sur tribomètre (configuration proche du modèle géométrique) ont été utilisés, et ensuite les mesures PREDIT sur machine SPC (plus proche de la configuration moteur). Dans les deux cas, à très peu d'exceptions près, l'outil de classification s'est avéré pertinent et discriminant. Il pourra donc être utilisé dans une phase suivante d'optimisation de texture. Avant de passer à cette phase, nous allons, dans le chapitre suivant, faire une mise en revue des résultats de l'outil de prédiction.

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

Nous consacrons ce chapitre à la description des résultats et mesures offerts par l'outil de prédiction décrit et validé dans les sections précédentes. Nous discuterons, à travers ces résultats, des principaux avantages apportés par la modélisation 3D du contact hydrodynamique.

L'outil de prédiction fournit en tout point de notre domaine Ω discrétisé, un vecteur vitesse \vec{v} et une pression p . A partir de ces valeurs nous pouvons remonter à un grand nombre de mesures et grandeurs physiques. Dans la première section, nous allons illustrer les champs 3D scalaires et vectoriels représentant différentes mesures locales. Outre l'aspect prédictif du modèle de contact permettant de classer les surfaces, nous apercevons, à travers ces mesures, un deuxième grand intérêt de cette étude 3D. En effet, ces mesures locales seront essentielles pour la compréhension en détail des phénomènes à l'intérieur du contact, et ouvriront la voie à une approche locale d'optimisation de textures.

Dans la deuxième section, nous passerons en revue les diverses mesures globales fournies par le modèle et qui servent à la classification des textures de surface. Nous introduisons aussi une nouvelle mesure, le débit de fluide, calculé dans la direction de l'écoulement et dans la direction transversale à l'écoulement. Cette mesure représente également une des avancées importantes apportées par le modèle car elle permettra de faire le lien avec les performances de consommation d'huile des surfaces de chemise.

Finalement, dans la dernière section de ce chapitre, nous allons étudier le comportement du modèle de prédiction lorsque l'on fait varier les différents paramètres physiques et géométriques d'entrée. Une corrélation sera ensuite faite entre les valeurs des mesures de frottement du modèle et celles mesurées expérimentalement sur machine SPC ou sur banc moteur V6; ceci permettra notamment, pour des nouvelles textures testées, de faire un lien entre les mesures trouvées par le modèle de prédiction et des performances pratiques de grand intérêt, telles que la PMF ou la quantité d'émission de CO_2/km .

7.1. Grandeurs physiques et mesures locales

Pour la visualisation des grandeurs et mesures physiques locales nous allons réaliser une simulation de contact hydrodynamique entre un plan (le segment) et une texture de chemise réelle. Nous allons utiliser un échantillon de surface laser PREDIT M50L50, illustré dans la figure 7.1 page suivante.

Les paramètres de la simulation sont ceux utilisés pour la validation à l'aide des données expérimentales PREDIT; ils sont donnés dans le tableau 6.12 page 128. La

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

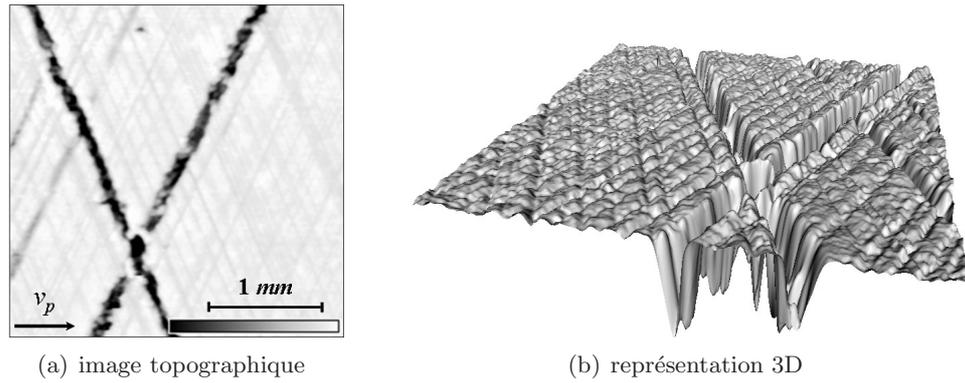


FIG. 7.1.: Échantillon de surface laser PREDIT M50L50

simulation est effectuée en utilisant la méthode de calcul de projection basée sur les équations complètes de Navier-Stokes ($NS-p$); ceci permettra une représentation plus fidèle des grandeurs physiques locales et notamment une meilleure approximation des termes d'inertie.

7.1.1. Champs de vitesse et de pression

La figure 7.2 illustre une représentation 3D de la vitesse dans le donné par la simulation citée précédemment. La représentation fait appel à des lignes de courant colorées

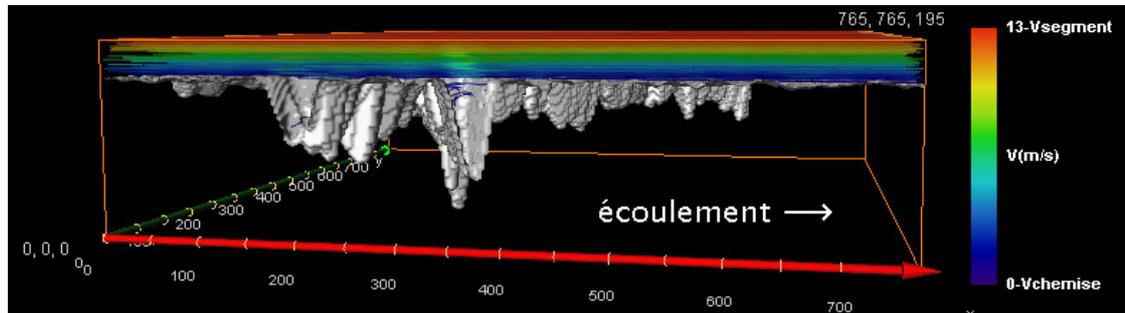


FIG. 7.2.: Vitesse : lignes de courant dans le contact

en fonction du module de la vitesse. La vitesse du lubrifiant varie entre 0 m/s , au voisinage de la surface rugueuse, et 13 m/s pour la plaque mobile. L'écoulement s'effectue principalement suivant l'axe de déplacement du segment x_1 .

Afin de mieux apercevoir l'influence de la rugosité sur l'écoulement du lubrifiant, nous illustrons dans la figure 7.3 page ci-contre les lignes de courant dans le voisinage supérieur à la surface texturée. Les lignes de courant présentent des légères déviations au dessus des stries ce qui implique l'apparition de composantes plus conséquentes de la vitesse sur les axes x_2 et x_3 ; ceci montre bien le rôle de canalisation du lubrifiant joué par les stries. Il faut également noter les valeurs plus importantes au dessus des stries, indiquées

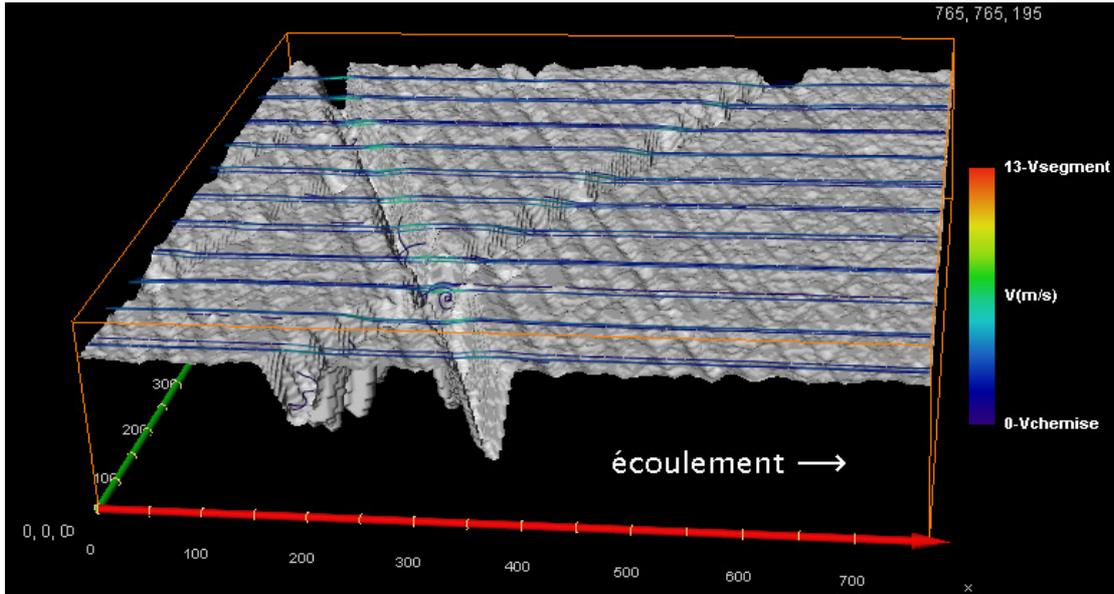


FIG. 7.3.: Vitesse : lignes de courant au dessus de la surface rugueuse

par des couleurs légèrement différentes sur l'illustration.

Dans la figure 7.4 page suivante nous présentons la répartition de la pression à l'intérieur du contact hydrodynamique. La pression à une hauteur constante dans le contact est représentée sous forme de champ de niveaux : à chaque valeur de pression est associée une hauteur et une couleur sur mesure. De même, la couleur varie également avec la valeur locale de la pression. Les valeurs de la pression varient entre la pression atmosphérique p_0 ¹ et 6.44 bar. On distingue les surpressions à la sortie² des stries, responsables de la charge sur le plan qui modélise le segment.

Afin de mieux saisir l'effet des stries sur le champ de pression, la figure 7.5 page suivante présente les valeurs de pression, sous forme de champ de niveau, uniquement dans les stries. On remarque clairement l'effet de surpression à la sortie des stries.

7.1.2. Forces d'inertie et forces visqueuses

Afin de mieux saisir le rôle joué par les différentes forces qui interviennent dans l'équations de Navier-Stokes, nous pouvons calculer, à partir du champ de vitesse, les forces volumiques d'inertie en chaque point du contact : $\rho(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v}$, en N/mm^3 . La figure 7.6 page 135 illustre une représentation 3D du module des forces d'inertie dans le contact, sous forme de champ de niveaux. Les valeurs varient entre 0 et $2.6 N/mm^3$. Le champ des forces d'inertie est fortement influencé par la texture de la surface ; les valeurs maximales apparaissent également à la sortie des aspérités les plus importantes.

De la même façon que le forces d'inertie, on peut calculer, à partir du champ de vitesse,

¹qui est également la valeur utilisée par les conditions de cavitation.

²dans le sens de l'écoulement.

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

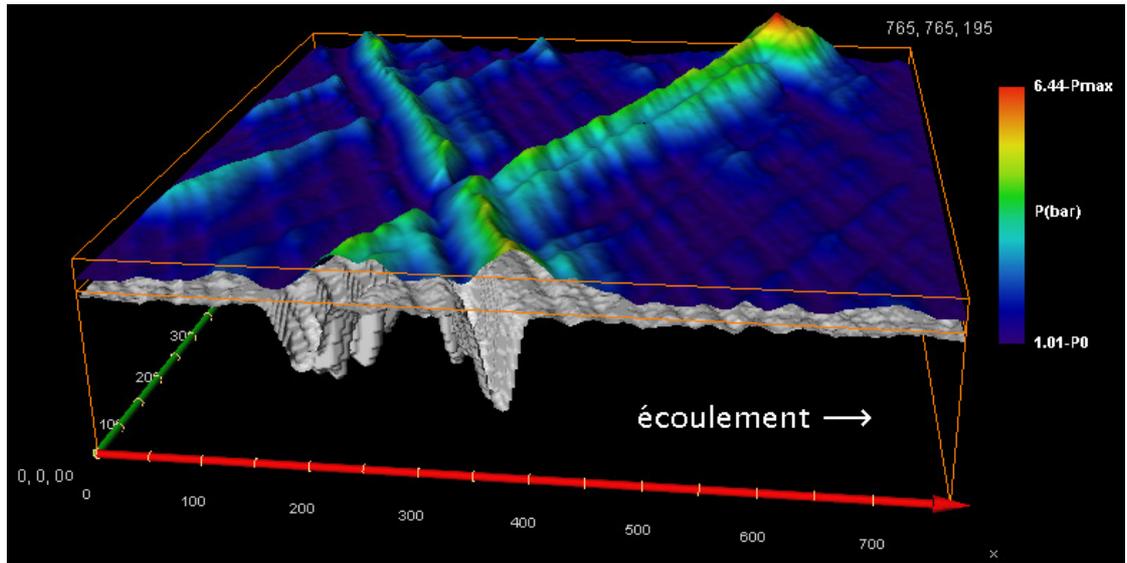


FIG. 7.4.: Pression : champ de niveaux au dessus des stries

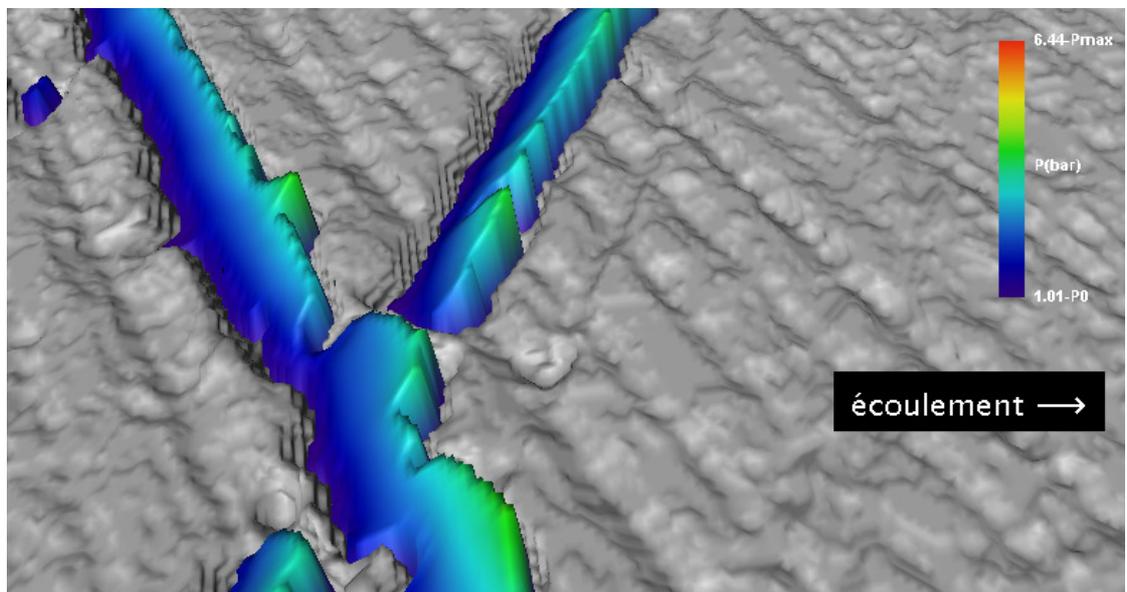


FIG. 7.5.: Pression : champ de niveaux dans les stries

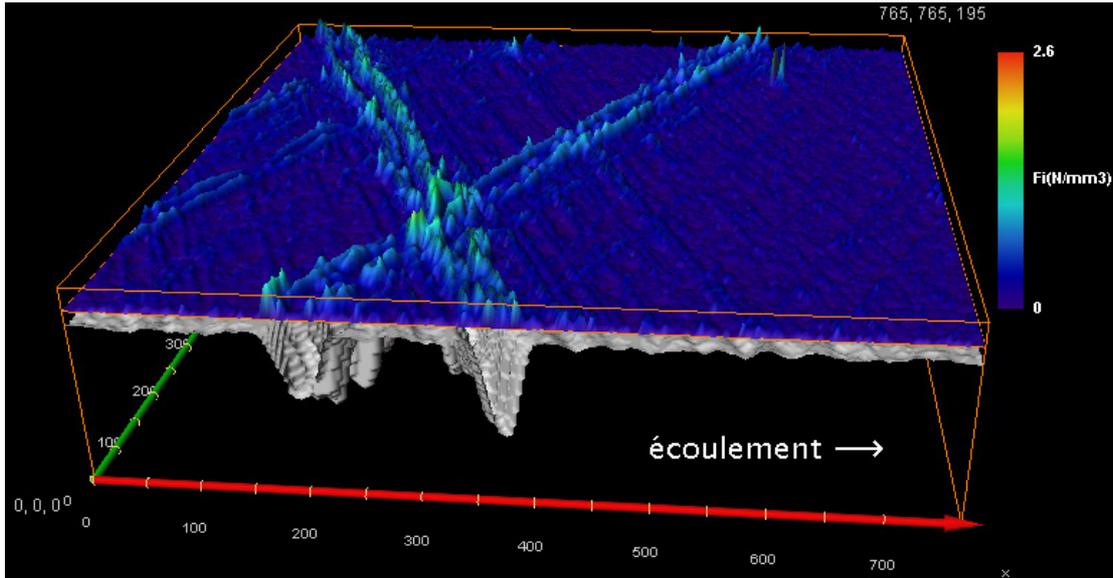


FIG. 7.6.: Forces d'inertie : champ de niveaux du module

la valeur des forces visqueuses en chaque point : $\eta\Delta\vec{v}$, en N/mm^3 . La figure 7.7 page suivante représente ces forces, sous forme de champ de niveaux. Les valeurs des forces visqueuses varient entre 0 et $500 N/mm^3$ et sont donc bien plus grandes que celles prises par les forces d'inertie. De même que les forces d'inertie, les valeurs les plus importantes sont rencontrés à la sortie des stries.

Dans les figures précédentes nous avons observé des forces visqueuses supérieures, en moyenne et en valeur maximale, aux forces d'inertie. Que se passe-t-il localement ? La figure 7.8 page suivante représente le rapport entre les modules des forces d'inertie et des forces visqueuses, qui n'est autre que le nombre de Reynolds, au niveau local. La représentation fait appel à un seuillage du champ 3D ainsi obtenu pour la valeur particulière de rapport unitaire (égalité des forces). On peut remarquer que dans certaines zones du contact, situées principalement à l'entrée des stries et dans la partie supérieure du contact (vitesses élevées), le nombre de Reynolds est égal à 1, voir supérieur. Dans ces zones les forces d'inertie jouent un rôle principal et il est donc plus pertinent de travailler, dans ce cas, avec les équations de Navier-Stokes plutôt que d'utiliser celle de Reynolds.

7.1.3. Vorticité

A partir du champ de vitesse nous pouvons également calculer la vorticité : $\nabla \times \vec{v}$, en ms^{-1} , qui donne un aperçu des zones de mouvement tourbillonnaire dans le contact. Une représentation 3D de la norme de ce vecteur est donnée dans la figure 7.9 page 137 sous forme de champ de niveaux.

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

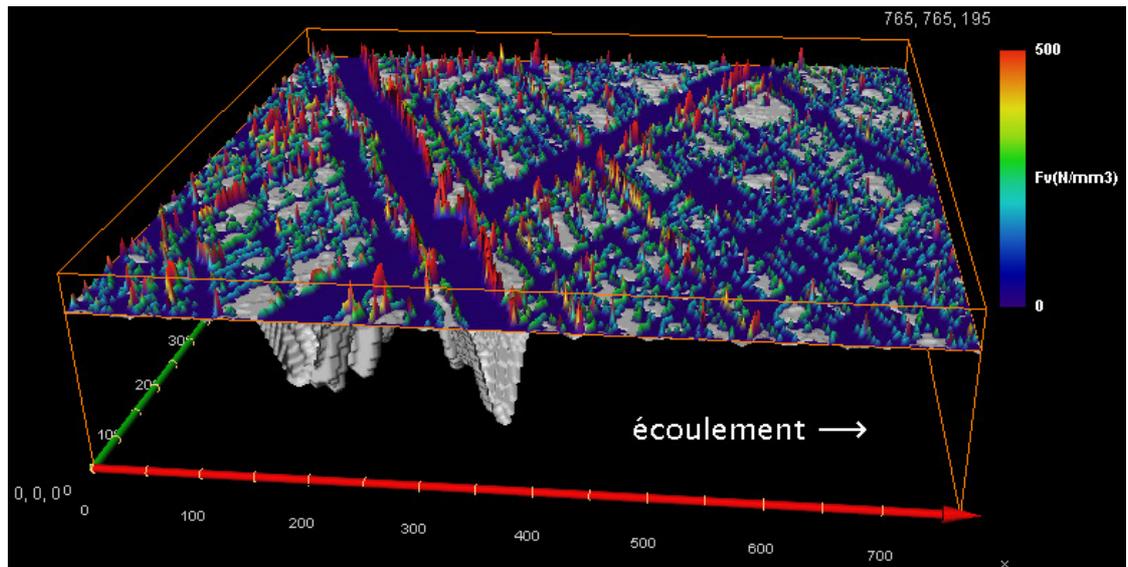


FIG. 7.7.: Forces visqueuses : champ de niveaux du module

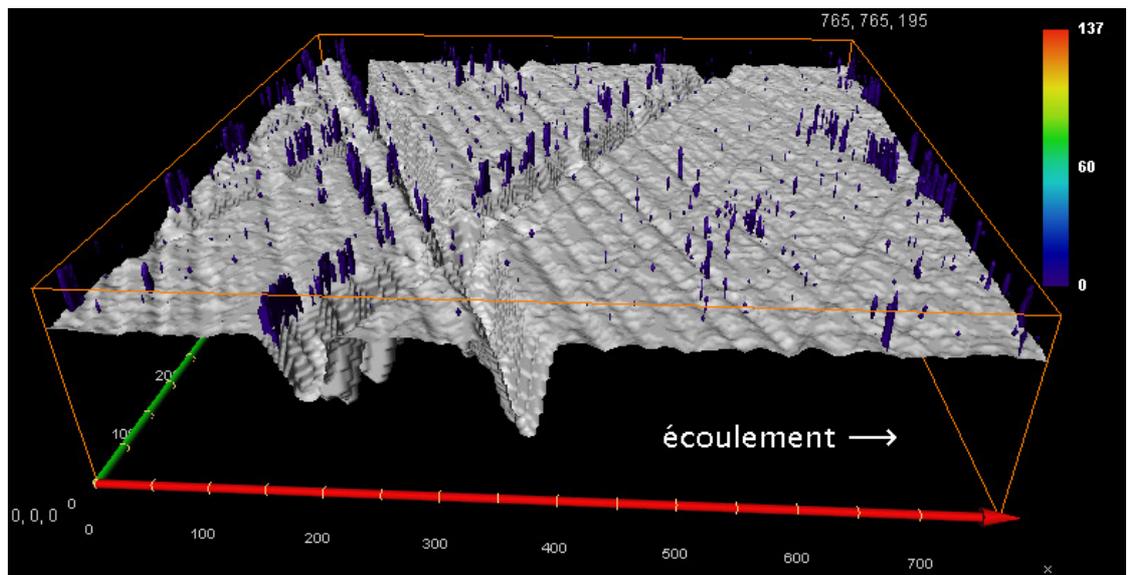


FIG. 7.8.: Rapport entre les modules des forces d'inertie et des forces visqueuses (Re) : surfaces iso à 1

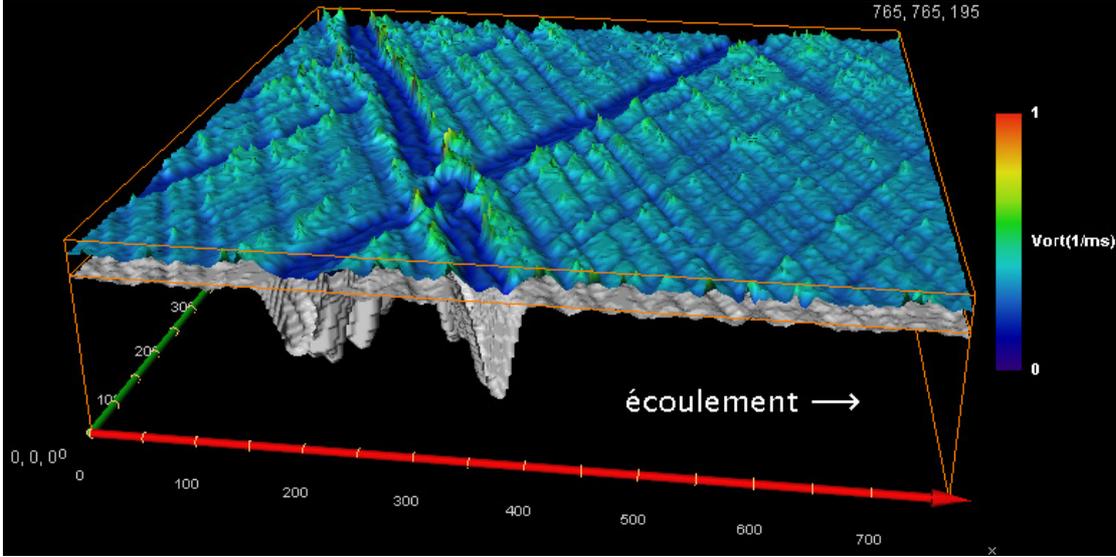


FIG. 7.9.: Vorticité : champ de niveaux du module

La norme de la vorticité varie entre 0 et 0.7 ms^{-1} . On constate que les valeurs les plus conséquentes apparaissent à l'entrée et à la sortie des aspérités. On observe également une légère hausse de la vorticité en plein milieu des stries principales.

Après un seuillage à 0.44 ms^{-1} , nous pouvons voir dans la figure 7.10 page suivante que les zones les plus génératrices de vorticité se trouvent dans la partie inférieure du contact, à proximité de la texture.

7.1.4. Frottement local

En ayant accès en tout point du domaine à la vitesse nous pouvons également construire le champ 3D de la puissance dissipée par frottement dans le contact (en mW/mm^3). Son expression peut être déduite à partir de l'équation 6.3 page 98 :

$$P_{\text{visc. locale}} = \frac{\eta}{2} \sum_{i,j} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)^2. \quad (7.1)$$

Dans la figure 7.11 page suivante nous illustrons, par des coupes orthogonales, la carte 3D de la puissance dissipée par frottement au niveau local, dans le contact hydrodynamique.

Une représentation 3D de cette même carte est donnée dans la figure 7.12 page 139, sous forme de champ de niveaux. Les valeurs de la puissance dissipée par frottement varient entre 0 et $3.0 \times 10^5 \text{ mW}/\text{mm}^3$. On peut remarquer l'influence de la texture de la surface sur cette grandeur ; il apparaît que les plateaux sont les structures les plus génératrices de frottement.

Dans la figure 7.13 page 139 nous illustrons la même carte après un seuillage à $1.5 \times 10^5 \text{ mW}/\text{mm}^3$, valeur relativement forte de puissance dissipée. Nous observons que les zones

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

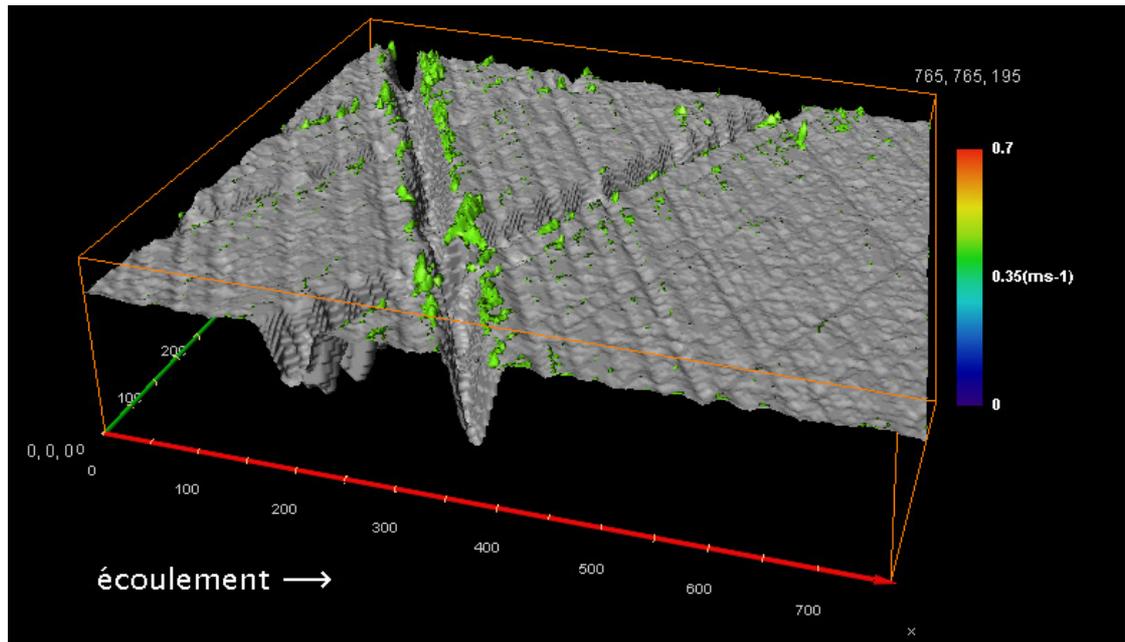


FIG. 7.10.: Vorticité : surfaces iso du module à 0.44 ms^{-1}

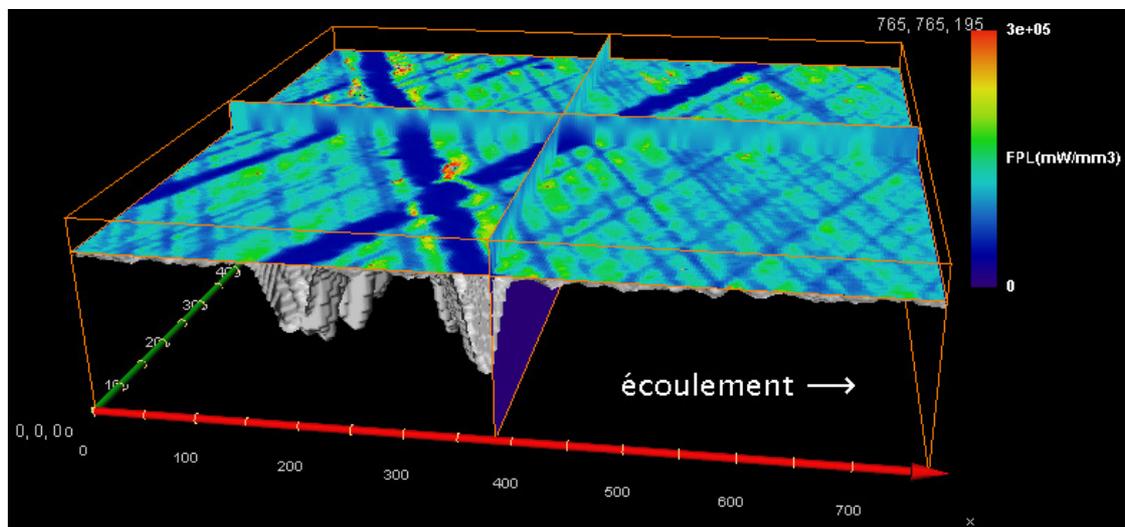


FIG. 7.11.: Puissance dissipée par frottement localement : représentation par coupes orthogonales

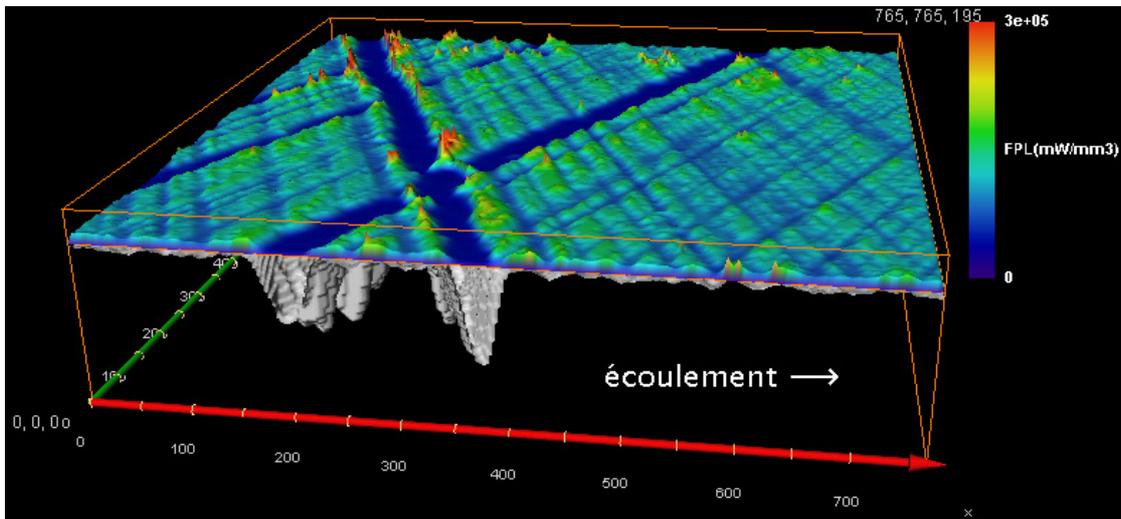


FIG. 7.12.: Puissance dissipée par frottement localement : champ de niveaux

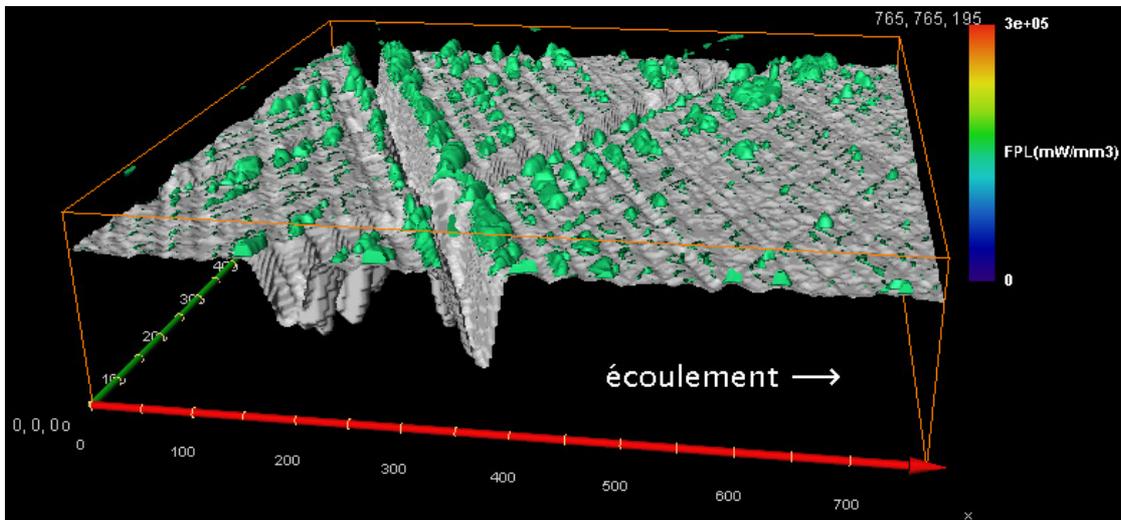


FIG. 7.13.: Puissance dissipée par frottement localement : surfaces iso à 1.5×10^5 mW/mm^3

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

les plus génératrices de frottement apparaissent à l'entrée et surtout à la sortie des stries.

En intégrant cette grandeur locale verticalement sur x_3 , nous obtenons la carte 2D de la puissance dissipée, en mW/mm^2 , sur laquelle on peut distinguer la répartition du frottement sur les différentes structures de l'image. La figure 7.14 représente l'image topographique de l'échantillon de la surface PREDIT M50L50 et la carte 2D de puissance dissipée caractéristique à cette surface. Une représentation 3D est donnée dans la figure 7.14(c), illustrant la superposition de la topographie de la surface (niveaux de gris) et de la carte 2D de puissance dissipée représentée sous forme de champ de niveaux (couleur). Nous remarquons une forte corrélation entre l'altitude en chaque point de la

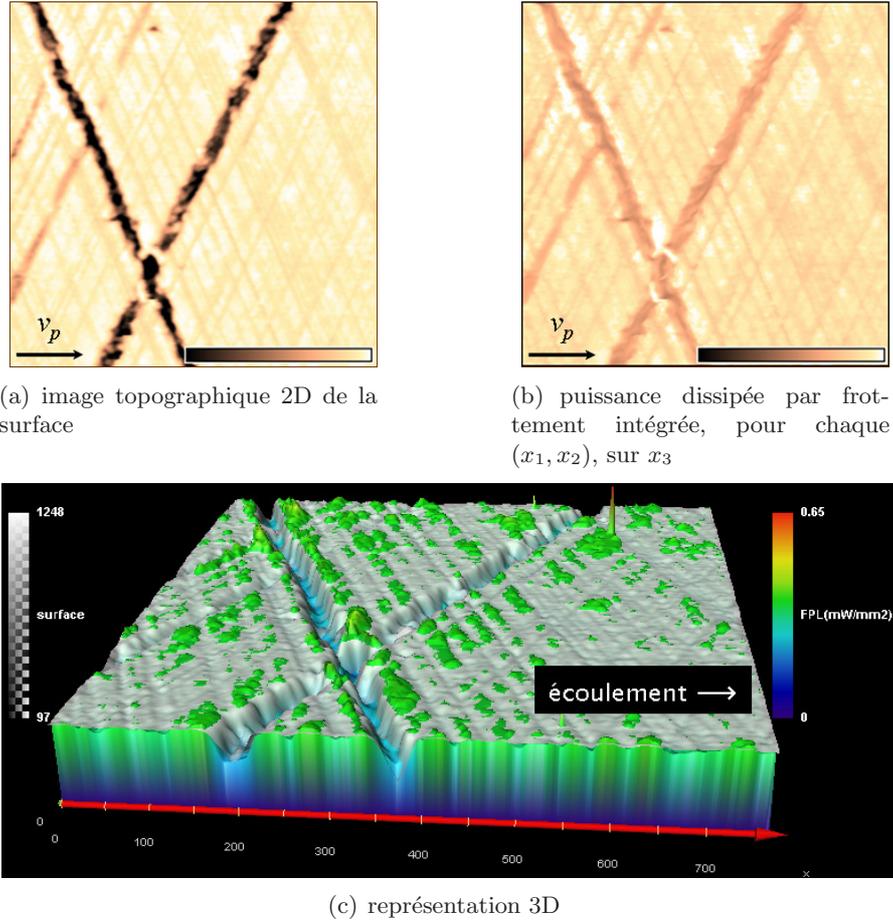


FIG. 7.14.: Comparaison entre la topographie de la surface et la carte de puissance dissipée par frottement

surface et la carte de puissance dissipée.

Comme nous pouvons le constater, ces mesures locales sont porteuses de beaucoup d'information et peuvent être très utiles lors de la phase d'optimisation de texture.

7.2. Mesures globales

Les grandeurs physiques et les mesures locales présentées précédemment permettent de remonter à des grandeurs physiques moyennes et à des mesures à caractère plus global. Ces mesures seront effectuées lors de chaque simulation et serviront à classer les textures de surfaces selon un ou plusieurs critères choisis.

7.2.1. Débits

Le débit moyen de fluide dans les directions \vec{i}_1 et \vec{i}_2 peut être calculé facilement, en chaque coordonnée x_1 ou x_2 , en intégrant la vitesse sur la surface appropriée, comme l'illustre la figure 7.15.

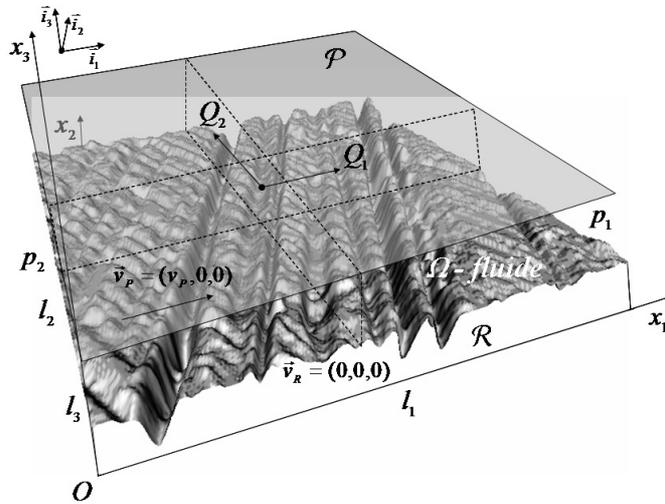


FIG. 7.15.: Calcul des débits moyens

Les expressions des débits moyens sont :

$$Q_1(x_1) = \int_{x_2=0}^{l_2} \int_{x_3=f(x_1, x_2)}^{l_3} v_1(x_1, x_2, x_3) dx_3 dx_2, \quad (7.2)$$

$$Q_2(x_2) = \int_{x_1=0}^{l_1} \int_{x_3=f(x_1, x_2)}^{l_3} v_2(x_1, x_2, x_3) dx_3 dx_1. \quad (7.3)$$

Ces mesures permettent la classification des textures du point de vue des quantités de lubrifiant qu'elles transportent dans les deux directions mentionnées. Ce critère de classification permettra donc de porter des jugements sur la performance en consommation d'huile pour les surfaces testées.

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

7.2.2. Valeurs moyennes globales

Les valeurs moyennes globales des grandeurs physiques et mesures locales précédentes sont regroupées dans le tableau 7.1. Le calcul de la moyenne de puissance dissipée par frottement mérite une attention particulière. A partir de la carte 2D de puissance dissipée et en connaissant la topographie de la surface et le niveau de référence des plateaux, il est possible de calculer séparément cette mesure, d'une part pour les zones correspondant aux plateaux et d'autre part pour les parties striées. Les valeurs données dans le tableau 7.1 montrent le rôle bénéfique des stries dans la diminution du frottement dans ce cas.

Mesure	Valeur	Unité
Puissance dissipée globale	335.70	mW/mm^2
Puissance dissipée plateaux	355.12	mW/mm^2
Puissance dissipée stries	314.22	mW/mm^2
Force de frottement surfacique	535.78	<i>millibar</i>
Charge	1.84	<i>bar</i>
Débit x_1	15.62	mm^3/s
Débit x_2	-5.5×10^{-4}	mm^3/s
Vitesse x_1	5.86	m/s
Vitesse x_2	-0.21×10^{-4}	m/s
Forces d'inertie volumiques	0.17	N/mm^3
Forces visqueuses volumiques	11.65	N/mm^3

TAB. 7.1.: Mesures : valeurs moyennes globales

Nous observons des valeurs de débit moyen sur l'axe x_1 supérieures à celles sur l'axe x_2 ; ces valeurs sont en concordance avec un écoulement prédominant suivant l'axe x_1 .

Les valeurs données dans le tableau 7.1 laissent penser que les forces d'inertie, nettement inférieures en moyenne, pourraient être négligées par rapport aux forces visqueuses dans ce cas. Nous avons vu dans la section 7.1.2 page 133 qu'en réalité ceci n'est pas souhaitable, car il s'agit de valeurs moyennes et le rapport des forces peut être différent localement. En effet, la figure 7.8 page 136 a montré que les valeurs les plus significatives de ces deux types de forces ne sont pas localisées aux mêmes endroits dans le contact.

7.3. Comportement du modèle de prédiction

Dans cette section nous allons étudier le comportement du modèle de prédiction du frottement présenté dans les chapitres précédents. Pour cela nous allons examiner séparément l'influence de chaque paramètre d'entrée sur les résultats de la simulation.

7.3.1. Taille des échantillons de surface

Dans la section 6.3 page 115, lors de la validation du modèle de prédiction à l'aide des données expérimentales tribomètre, nous avons travaillé avec des sous-échantillons des images topographiques ADEME, échantillons homogénéisés en termes de V_{hs} . La

7.3. Comportement du modèle de prédiction

taille des échantillons choisis pour la simulation, et donc la taille du volume final du contact, peut avoir une influence significative sur les résultats. Nous allons quantifier cet effet pour des échantillons de taille croissante de la surface ADEME L15, échantillons extraits de façon à avoir le V_{hs} de la surface initiale. Les paramètres des simulations sont ceux utilisés pour la validation au tribomètre (tableau 6.11 page 125) et la méthode $NS-p$ est utilisée pour les calculs.

La figure 7.16 représente la variation de la puissance dissipée par frottement (globale, plateaux et stries) lorsque la taille des échantillons varie de 384 à 1920 μm (ce qui correspond à une variation de la taille des images d'entrée de 128 à 640 pixels). Nous

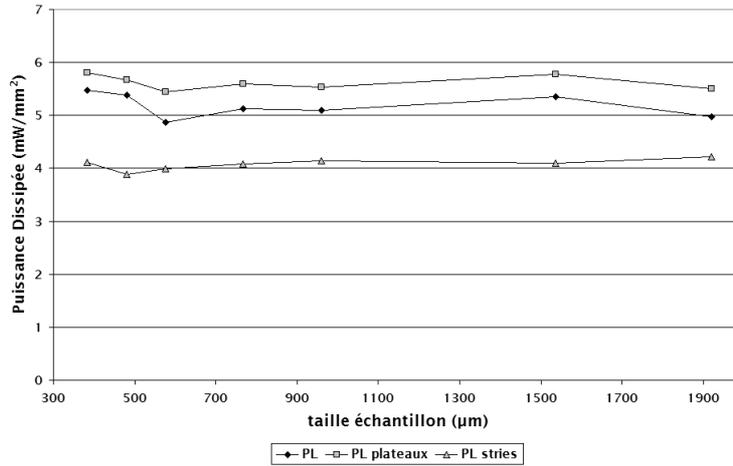


FIG. 7.16.: Influence de la taille des échantillons : puissance dissipée par frottement

observons des résultats stables pour des tailles supérieures à 500 μm . En dessous de 500 μm (~ 160 pixels) les résultats se détériorent légèrement ; les sous-échantillons ne sont plus représentatifs des surfaces initiales.

Dans la figure 7.17 page suivante nous présentons la variation du coefficient de frottement avec la taille des échantillons. Cette fois-ci la dégradation des résultats pour des tailles inférieures à 500 μm est beaucoup plus marquée, à cause d'un changement important de la charge. Lors de la validation au tribomètre nous avons utilisé des échantillons de 1536 μm de taille, les résultats ne sont donc pas concernés par ce problème.

Cet effet souligne une fois de plus l'importance d'une bonne acquisition des images topographiques. Il est donc essentiel d'acquérir des échantillons suffisamment grands pour assurer la représentativité de la surface initiale.

7.3.2. Paramètres d'entrée variables

Les paramètres du contact de départ utilisés pour ces simulations sont donnés dans le tableau 7.2 page suivante. Les différents paramètres vont être ensuite changés, un par un, à partir de ces valeurs. La surface d'entrée est celle de la figure 7.1 page 132 et l'algorithme de calcul utilisé est $RE-r$, basé sur l'équation de Reynolds.

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

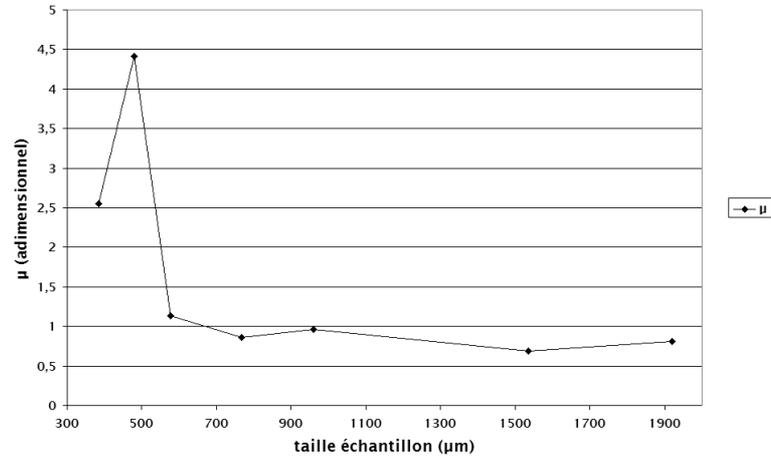


FIG. 7.17.: Influence de la taille des échantillons : coefficient de frottement

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_p	13.0 <i>m/s</i>	l_1	768.0 μm
p_1	1.013 <i>bar</i>	l_2	768.0 μm
p_2	1.013 <i>bar</i>	l_3	3.0 μm
ρ	888.0 kg/m^3	$\Delta x_{1,2}$	3.0 $\mu m/pixel$
ν	$15.0 \times 10^{-6} m^2/s$	Δx_3	0.12093 $\mu m/niveau$

TAB. 7.2.: Comportement du modèle de prédiction - paramètres de départ du contact

7.3.2.1. Variation de la vitesse

La figure 7.18 représente la variation de la puissance dissipée par frottement (globale, plateaux et stries) lorsque la vitesse varie de 0 à 13 m/s . Nous retrouvons bien une

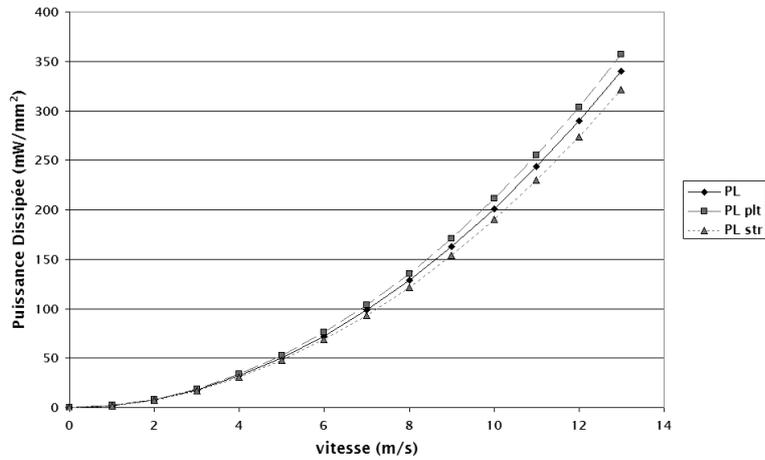


FIG. 7.18.: Variation de la vitesse : puissance dissipée par frottement

courbe parabolique, comme prévu par l'expression 6.3 page 98.

L'évolution du coefficient de frottement caractéristique de la texture est présentée dans la figure 7.19. Cette mesure est très sensible à la charge que le film lubrifiant exerce sur

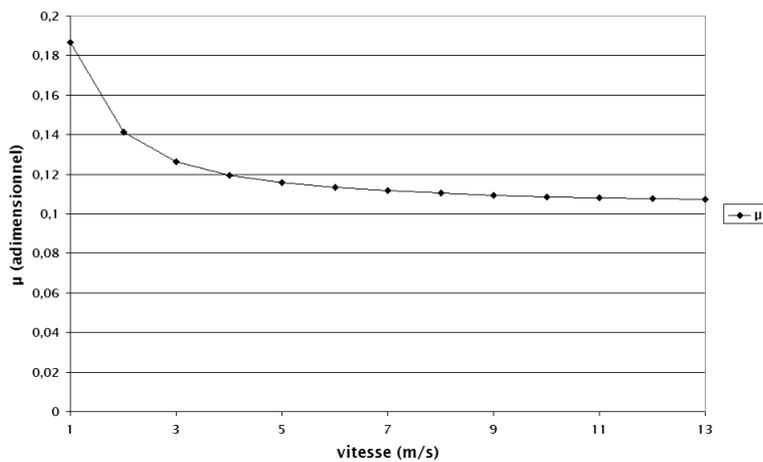


FIG. 7.19.: Variation de la vitesse : coefficient de frottement

le segment (cf. équation 6.8 page 99); cette charge augmente fortement avec la vitesse et nous obtenons une courbe décroissante pour le coefficient de frottement, malgré une augmentation de la force de frottement.

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

7.3.2.2. Variation de l'épaisseur du contact

La variation de la puissance dissipée par frottement (globale, plateaux et stries) lorsque l'épaisseur du film lubrifiant passe de 2 à 3.8 μm est représentée dans la figure 7.20. Nous

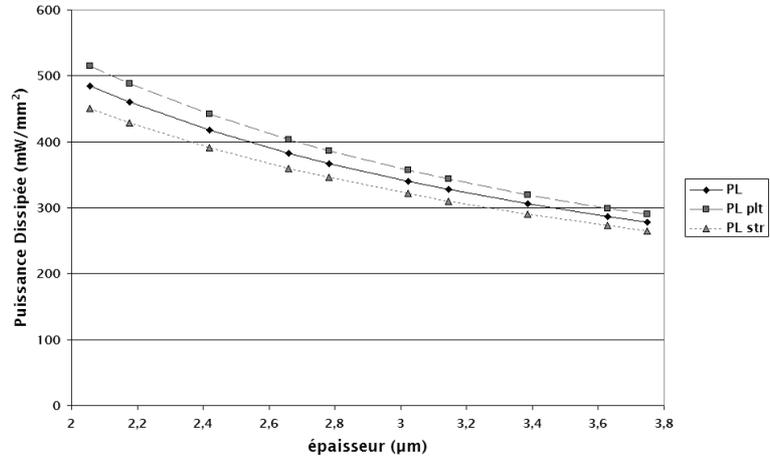


FIG. 7.20.: Variation de l'épaisseur du contact : puissance dissipée par frottement

obtenons une courbe décroissante qui peut être approximée par un polynôme de degré 3.

Quant au coefficient de frottement, il suit une variation selon une courbe parabolique croissante (figure 7.21). Comme dans la section 7.3.2.1 page précédente, la variation du

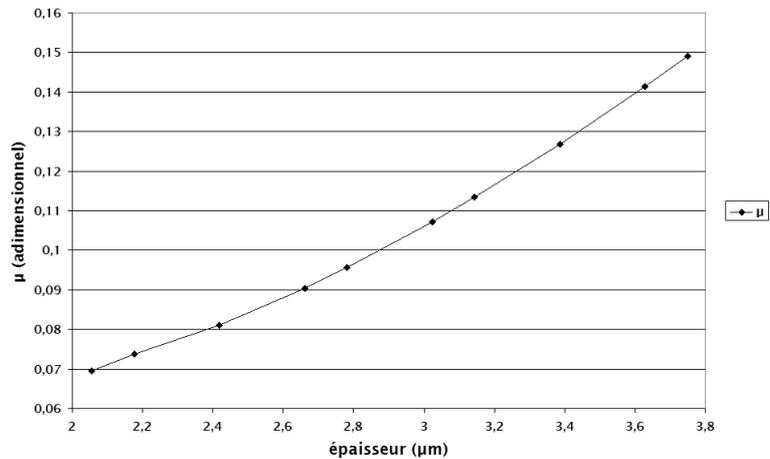


FIG. 7.21.: Variation de l'épaisseur du contact : coefficient de frottement

coefficient de frottement ne suit pas celle de la puissance dissipée. Dans ce cas la charge sur le segment diminue ce qui, malgré la diminution de la force de frottement, a pour

7.3. Comportement du modèle de prédiction

effet l'augmentation du coefficient de frottement.

7.3.2.3. Variation de la densité du lubrifiant

La variation de la masse volumique du lubrifiant induit une variation linéaire croissante de la puissance dissipée par frottement, comme l'illustre la figure 7.22. Cette variation

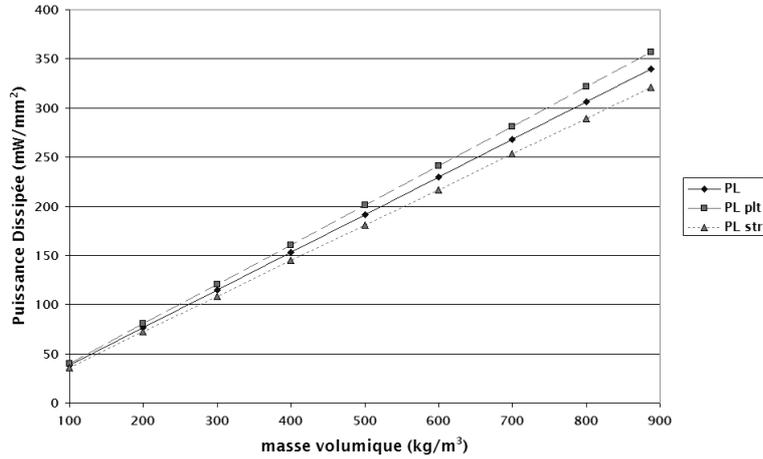


FIG. 7.22.: Variation de la densité du lubrifiant : puissance dissipée par frottement

est conforme avec la relation donnée par l'équation 6.3 page 98.

En revanche, le coefficient de frottement diminue avec l'accroissement de la densité, surtout dans la plage des faibles valeurs de densité (figure 7.23).

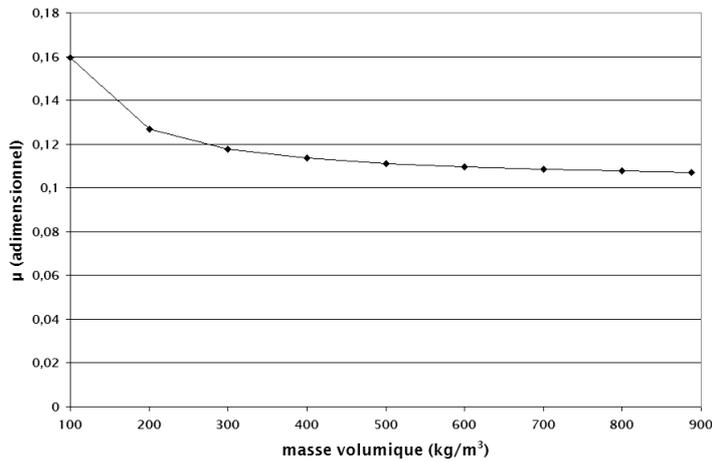


FIG. 7.23.: Variation de la densité du lubrifiant : coefficient de frottement

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

7.3.2.4. Variation de la viscosité du lubrifiant

De la même façon que la densité, la variation de la viscosité du lubrifiant induit également une variation linéaire croissante (équation 6.3 page 98) de la puissance dissipée par frottement (figure 7.24), et une légère diminution du coefficient de frottement (fi-

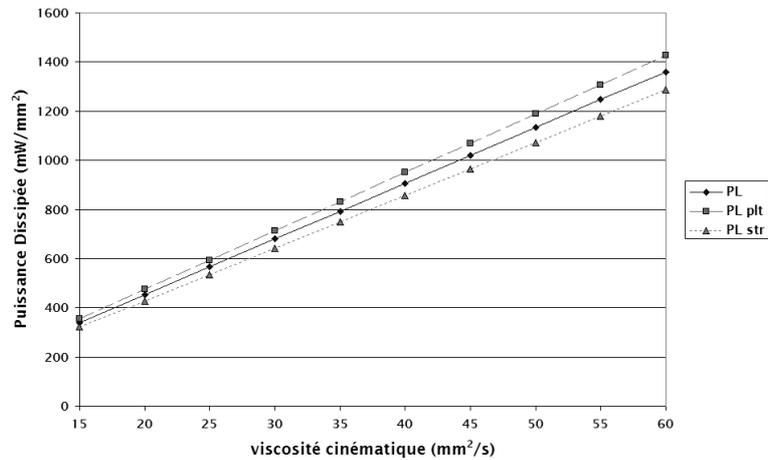


FIG. 7.24.: Variation de la viscosité du lubrifiant : puissance dissipée par frottement (figure 7.25).

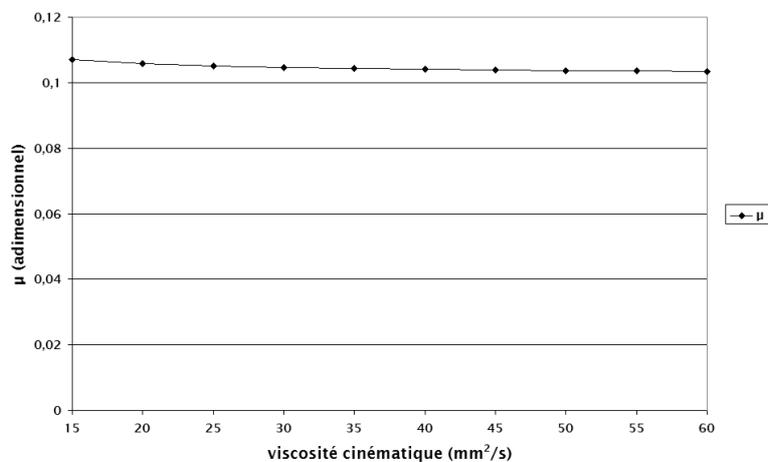


FIG. 7.25.: Variation de la viscosité du lubrifiant : coefficient de frottement

7.3.2.5. Variation de la pression

Il est également intéressant d'observer l'influence de la différence entre la pression amont et aval sur les résultats du modèle, car ces conditions limites interviennent lors

7.3. Comportement du modèle de prédiction

du calcul du champ de pression. Dans la figure 7.26 nous avons représenté le coefficient de frottement lorsque la pression amont p_1 varie de $p_0 = 1.013 \text{ bar}$ à 10.013 bar . La variation

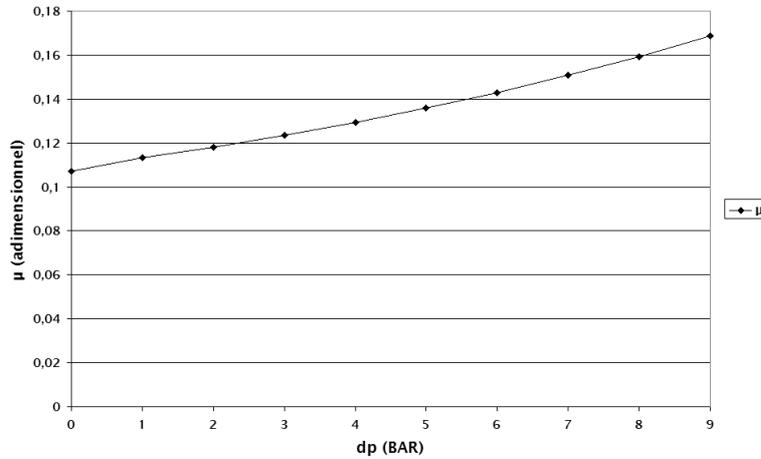


FIG. 7.26.: Variation de la pression : coefficient de frottement

de la puissance dissipée par frottement est très faible, elle n'est donc pas représentée.

Nous obtenons une courbe parabolique croissante pour le coefficient de frottement. Les expressions 5.48 page 94 et 6.5 page 99 montrent que la force de frottement croît linéairement avec le gradient de pression ; c'est donc une diminution linéaire (figure 7.27) de la charge sur le segment qui est responsable de la variation parabolique du coefficient

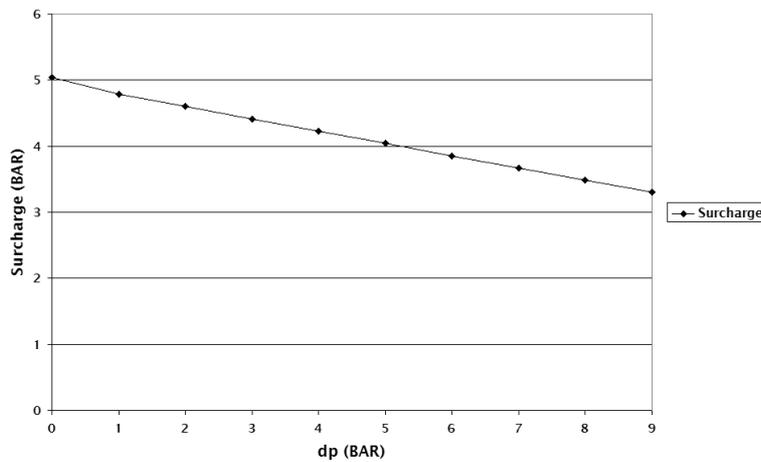


FIG. 7.27.: Variation de la pression : surcharge sur le segment exercée par les stries (uniquement)

de frottement.

7.3.2.6. Conclusion

Les résultats de cette section montrent que le modèle de prédiction a une bonne sensibilité par rapport aux variations des paramètres d'entrée. De même, les variations des différentes mesures sont cohérentes avec les équations dont elles découlent.

Une autre remarque importante qui en résulte est que la puissance dissipée par frottement et le coefficient de frottement sont deux mesures qui caractérisent différemment le contact hydrodynamique ; si la puissance dissipée est une mesure intrinsèque du frottement dans le contact *statique*³, tel que le modèle de prédiction le définit, le coefficient de frottement en revanche est une mesure plus appropriée à caractériser un contact de type *dynamique*, via la prise en compte de la charge sur le segment.

7.3.3. Corrélation avec les performances moteur

Dans la figure 7.28 nous présentons les résultats des simulations PREDIT qui ont servi lors de la validation du modèle dans la section 6.4 page 127. Ces mesures correspondent

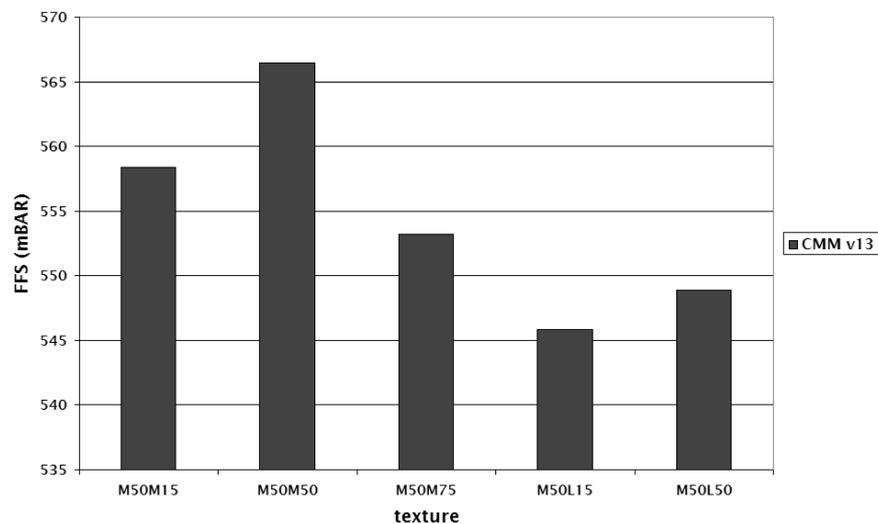


FIG. 7.28.: Simulation des résultats PREDIT à 3000 t/mn : force de frottement surfacique

à une vitesse du segment de 13 m/s (vitesse au point milieu à environ 3000 t/mn pour le V6 PREDIT) et à une huile 15W40 à 90°. Le gain en frottement observé par le modèle à cette vitesse, à l'aide d'une prédiction au point milieu et sur un petit échantillon de la surface de la chemise, est de l'ordre de 3.7 %.

Nous disposons également des mesures PREDIT sur banc moteur V6 allumé pour les textures M50M50 (référence) et M50L15 (laser), mesures présentées dans la section 1.2.2.2 page 16. Ces mesures prévoient un gain de PMF du moteur d'environ 9.2

³épaisseur du film lubrifiant bien définie.

7.4. Mesures physiques et critères d'optimisation

% pour la surface M50L15 par rapport à M50M50. Ce gain induirait des réductions d'émission de CO_2 de l'ordre de 4.9 g/km , selon la procédure de calcul élaborée par Renault.

Afin de pouvoir réaliser des comparaisons, en valeur absolue, avec les mesures expérimentales, nous pouvons déduire, à partir de la force de frottement surfacique exprimée dans la section 6.1.2.2 page 99, la force de frottement instantanée exercée sur un segment de diamètre ϕ :

$$Fft_1 = Ffs_1 \cdot l_1 \cdot \pi\phi, \quad (7.4)$$

et donc la pression instantanée de frottement s'exprime :

$$PF = \frac{Fft_1}{\frac{\pi\phi^2}{4}} = \frac{4Ffs_1 \cdot l_1}{\phi}. \quad (7.5)$$

Il faut souligner que ces mesures ne cherchent pas à faire une comparaison proprement dite avec les mesures expérimentales. Les tests sur machine SPC ou banc moteur V6 fournissent des mesures de PMF sur des cycles complets de fonctionnement tandis que le modèle de prédiction ne travaille pour l'instant que avec des échantillons de surface au point-milieu, pour la vitesse maximale du segment. De plus, les simplifications du modèle (segment plat, épaisseur du contact fixée) et le manque d'information sur les valeurs réelles prises par certains paramètres (pressions) rendraient cette comparaison difficile. Néanmoins, ces mesures représentent des moyens de quantification pour le modèle de prédiction afin d'estimer les gains *réels* que les surfaces optimisées à l'aide de cet outil pourraient apporter.

Application numérique Si on applique les expressions ci-dessus pour le moteur V6 PREDIT ($\phi_{chemise} = 87 \text{ mm}$) on obtient une estimation de la pression de frottement à 3000 t/mn , au point milieu, sur les 6 cylindres, de l'ordre de 0.12 bar . Pour faire un parallèle avec les essais expérimentaux, les mesures PREDIT sur moteur V6 allumé présentées dans la figure 1.12 page 17 indiquent une pression *moyenne* de frottement de l'ordre de 0.8 bar à 3000 t/mn . On constate des différences importantes, dues notamment aux simplifications du modèle, à l'épaisseur du film d'huile choisie et à la pression dans la chambre de combustion considérée comme atmosphérique. Le modèle étant plus proche de la configuration SPC monocylindre ($\phi = 87 \text{ mm}$), l'estimation de la pression de frottement à 3000 t/mn , au point milieu, est dans ce cas d'environ 19 millibar . Les mesures PREDIT SPC présentés dans la figure 1.11 page 16 indiquent une pression *moyenne* de frottement de l'ordre de 37 millibar à 3000 t/mn . Nous retrouvons donc dans ces résultats un meilleur rapprochement du modèle avec la configuration SPC.

7.4. Mesures physiques et critères d'optimisation

Le choix des critères d'optimisation parmi les différentes mesures fournies par l'outil de prédiction mérite une discussion plus approfondie et fait l'objet de cette section.

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

Il a été montré précédemment (cf. section 7.3.2.6 page 150) que la puissance dissipée et le coefficient de frottement sont deux mesures adaptées à des configurations de contact différentes. Plus concrètement, dans les configurations de contact hydrodynamique où la pression exercée par le segment sur le film lubrifiant est considérablement supérieure à la charge provoquée par la texture⁴ de la surface, l'épaisseur du contact ne variera pas d'une texture à l'autre ; dans ce cas, ce sera la puissance dissipée ou la force de frottement le critère de classification des textures. En revanche, si la charge exercée par la texture joue un rôle principal dans l'équilibre du contact, le coefficient de frottement sera alors la mesure discriminante.

En ce qui concerne le critère à utiliser pour l'optimisation des textures, le choix entre les deux mesures dépend fortement de la configuration de contact dans laquelle on se trouve, des différentes contraintes techniques ou technologiques qui peuvent intervenir au niveau du compartiment segments-piston-chemise et du résultat que l'on veut obtenir.

Si on désire une réduction des frottements sans modifier l'épaisseur du film d'huile, la puissance dissipée par frottement sera alors le critère à utiliser. En parallèle, il faudra également s'assurer que les textures de chemise optimisées génèrent la même portance que les surfaces de références et gardent ainsi la même dynamique du segment. Si tel n'est pas le cas il faudra alors prévoir des modifications au niveau de la conception de la segmentation par exemple.

En revanche, si on désire une réduction du frottement via l'augmentation globale de l'épaisseur du film d'huile, le coefficient de frottement sera alors le choix le plus pertinent. Ce coefficient étant sensible à la charge exercée par le film d'huile sur le segment, la minimisation de ce critère donnera comme résultat des surfaces génératrices de charges importantes ce qui entraînera une augmentation du film lubrifiant.

Outre les pertes par frottement, la lubrification du contact segments-piston-chemise est reliée à d'autres phénomènes comme le *Blow-By* et la consommation d'huile, l'usure des surfaces, la lubrification des points-mort-bas et points-mort-haut et les risques de grippage. Les modifications de la texture dictées par un des critères d'optimisation cités précédemment induisent naturellement des changements, via des modifications de la lubrification, au niveau de ces phénomènes. En pratique, il faudra donc introduire à la fois des contraintes pour les phénomènes qui ne sont pas modélisés ou quantifiables (pour l'usure par exemple), comme les contraintes fonctionnelles définies dans le chapitre 3 page 53, mais aussi d'autres critères, parmi les mesures disponibles, comme les débits de fluide (pour la consommation d'huile par exemple), et s'orienter vers des processus d'optimisation multi-critères, en étroite collaboration avec la conception du moteur.

7.5. Conclusion

Dans cette section les résultats principaux du modèle de prédiction et leur intérêt pour la suite de l'étude ont été exposés. Une attention particulière a été portée au différentes mesures fournies par cet outil qui seront utilisées par la suite comme critères

⁴uniquement, et non pas celle due à la topographie du segment.

7.5. Conclusion

d'optimisation. Une corrélation a également été établie entre les mesures de frottement fournies par ce modèle et les mesures expérimentales sur machine SPC ou moteur V6.

Dans le chapitre suivant nous allons passer à la phase d'exploitation du modèle de prédiction pour proposer des nouvelles textures de surface optimisées.

7. Prédiction du frottement : analyse des résultats

8. Optimisation des textures de surface

Nous allons dédier ce chapitre à la description des travaux d'optimisation de texture, ayant comme critère de classification ou fonction de coût les mesures fournies par l'outil de prédiction du frottement décrit dans les chapitres précédents.

Il s'agit d'une phase d'optimisation générique, afin d'analyser le comportement des textures de surface en contact hydrodynamique. Comme nous l'avons vu dans les chapitres précédents, le contact segment-chemise est caractérisé par un nombre important de paramètres; compte tenu de cette complexité, un processus d'optimisation appliqué à un cas concret devrait disposer d'un maximum d'informations ou de contraintes sur ces paramètres. La phase d'optimisation présentée dans ce chapitre servira donc de préambule à des processus ultérieurs, appliqués en pratique et complétés par des tests expérimentaux.

Nous allons analyser, dans un premier temps, l'influence de la rugosité sur les performances tribologiques des surfaces en contact hydrodynamique. Dans un deuxième temps, nous allons mener une recherche paramétrique des textures périodiques de surface optimales.

Nous allons ensuite introduire une méthode d'optimisation stochastique, plus exhaustive, des motifs élémentaires des textures de surface périodiques.

Finalement, à partir des résultats obtenus à la suite de ces trois phases d'optimisation, nous allons simuler et tester des nouveaux dessins de surface. Ces nouvelles propositions pourront faire ensuite l'objet de validations tout d'abord sur tribomètre, puis sur banc moteur selon les procédures normalisées de mesure de la consommation de carburant.

Simultanément à la réduction du frottement, une attention particulière sera portée aux phénomènes de transport de lubrifiant, liés à la consommation d'huile, qui est responsable d'émissions de gaz et de diffusion de particules.

8.1. Étude de la rugosité

Dans cette section, nous allons donc étudier l'influence de la rugosité sur les performances tribologiques globales des surfaces en contact hydrodynamique, et plus en détail, au niveau local, les changements que la rugosité apporte aux écoulements dans les contacts ci-dessus mentionnés. Nous allons effectuer ces analyses sur deux voies, d'une part en étudiant des rugosités simples à l'aide d'images de synthèse, et d'autre part en dégradant progressivement la rugosité, par simulation, des textures de surfaces réelles dont nous disposons.

8.1.1. Influence de la rugosité sur le frottement

On définit une famille de rugosités périodiques en dents de scie $dscieX-Y$, représentée par des images à niveaux de gris, où X représente la période (en pixels) et Y l'amplitude (en niveaux). Les valeurs de X et de Y seront choisies de manière à ce que les images, qui ont les mêmes dimensions, contiennent un nombre entier de périodes. Afin de faire le lien avec des surfaces réelles, le pas d'échantillonnage des images choisi dans ce cas est de $2 \mu m/pixel$ et l'échelle des niveaux de gris est de $0.05 \mu m/niveau$. La figure 8.1 illustre deux périodes d'une telle rugosité, de période $64 \mu m$ et d'amplitude $1.6 \mu m$. L'image à

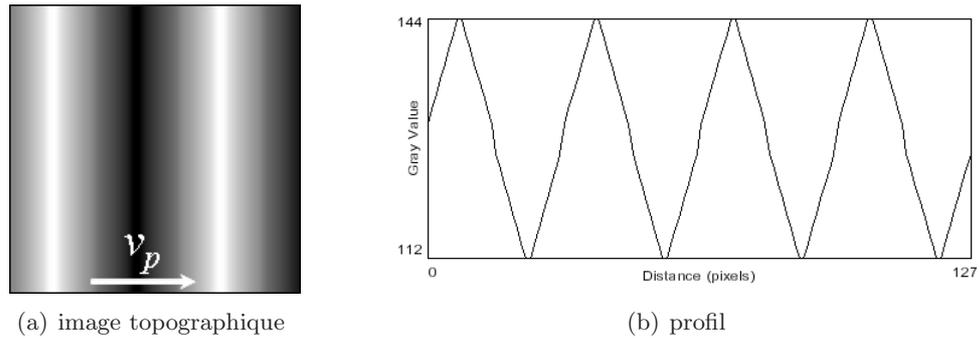


FIG. 8.1.: Exemple de rugosité périodique en dents de scie ($dscie32-02$)

été fortement contrastée afin de mieux apercevoir la topographie de la surface.

On définit ensuite une deuxième famille de rugosités périodiques $dscieX-Y+r04-01$, obtenue en additionnant aux rugosités de la famille $dscieX-Y$ une rugosité en dents de scie plus fine $r04-01$, de période 4 (pixels) et amplitude 1 (niveaux), ce qui correspond à une période de $8 \mu m$, une amplitude de $0.1 \mu m$ et un Ra de $0.05 \mu m$ pour les pas d'échantillonnage et l'échelle des niveaux de gris choisis précédemment. La figure 8.2 représente la rugosité illustrée précédemment $dscie32-02$ à laquelle on a rajouté $r04-01$.

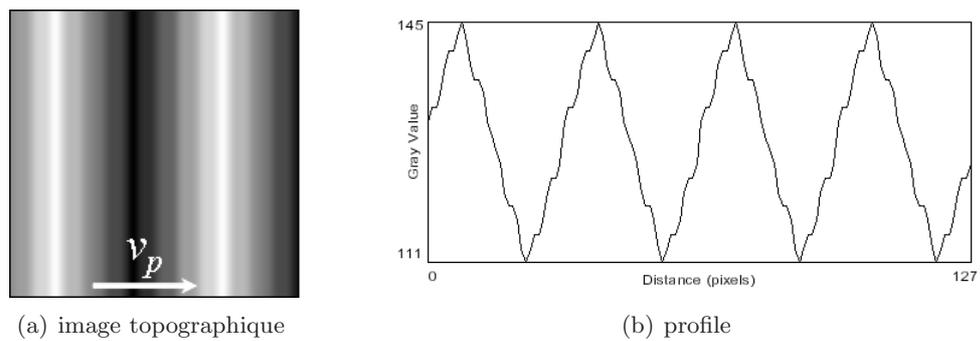


FIG. 8.2.: Exemple de combinaison de deux rugosités en dents de scie de périodes et amplitudes différentes ($dscie32-02+r04-01$)

Afin de saisir l'influence de la taille de la rugosité sur les performances tribologiques

d'un contact hydrodynamique, nous avons effectué des simulations avec les surfaces décrites précédemment, pour des périodes et des amplitudes variables. La rugosité en dents de scie, ainsi que la combinaison de deux rugosités périodiques, ont été utilisées. Le niveau de référence des surfaces est le niveau moyen de la rugosité périodique. Le tableau 8.1 contient les paramètres de simulation utilisés ; la méthode de calcul employé est *NS-p*.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_P	13.0 m/s	l_1	256.0 μm
p_1	1.01 bar	l_2	256.0 μm
p_2	1.01 bar	l_3	3.0 μm
ρ	888.0 kg/m^3	$\Delta x_{1,2}$	2.0 $\mu m/pixel$
ν	$15.0 \times 10^{-6} m^2/s$	Δx_3	0.05 $\mu m/niveau$

TAB. 8.1.: Influence de la rugosité : paramètres du contact

Le graphique de la figure 8.3 présente les résultats, en termes de puissance dissipée par frottement. Les deux séries représentées correspondent aux deux familles de rugosités

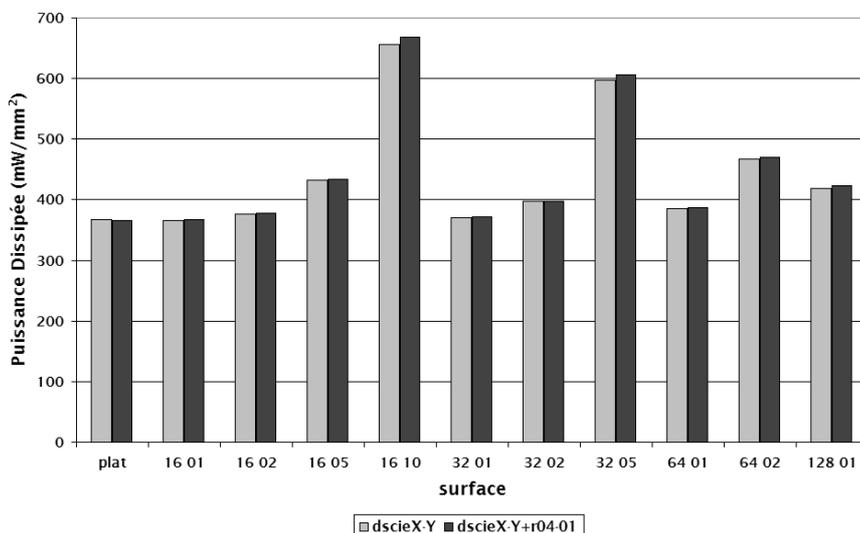


FIG. 8.3.: Influence de la rugosité : puissance dissipée par frottement

dscieX-Y et dscieX-Y+r04-01, et plat désigne une surface plane, sans composante de rugosité principale.

On constate une légère augmentation de la puissance dissipée avec l'accroissement de la période, et plus fortement avec celle de l'amplitude. On peut noter également que la superposition d'une rugosité additionnelle fine est défavorable, l'effet systématique étant une légère augmentation de la puissance dissipée par frottement pour toutes les surfaces testées.

Nous représentons dans la figure 8.4 page suivante les résultats des simulations en termes de force de frottement par unité de surface. Si généralement cette mesure suit

8. Optimisation des textures de surface

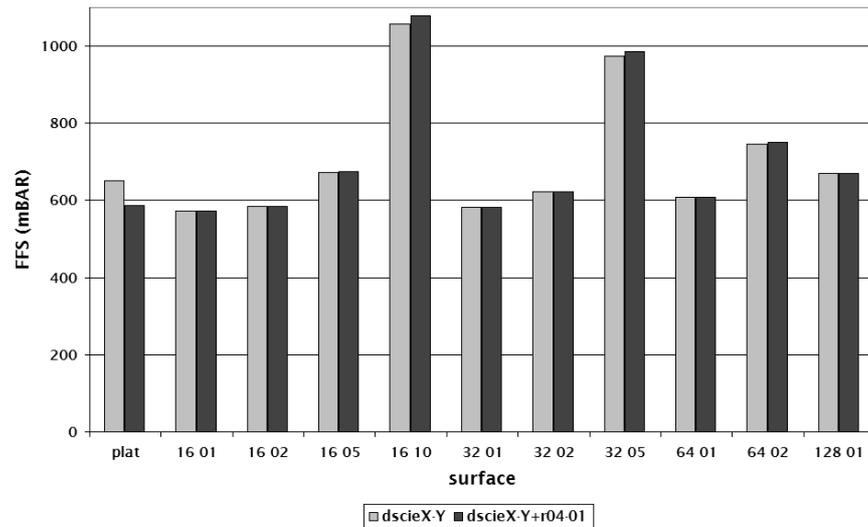


FIG. 8.4.: Influence de la rugosité : force de frottement par unité de surface

fidèlement l'évolution de la puissance dissipée par frottement, cette fois-ci nous remarquons quelques différences : les rugosités fines, de faible amplitude, ont un effet légèrement bénéfique sur cette mesure ; cet effet est visible notamment pour la surface **plat**, lorsque la rugosité fine lui est additionnée.

Le graphique de la figure 8.5 page suivante représente les mêmes résultats, cette fois-ci en termes de coefficient de frottement. Dans cette représentation il ne faut pas prendre en considération les valeurs du coefficient de frottement correspondant à **plat** car cette surface ne génère pas de surpression sur le segment. Pour cette mesure, ce sont les périodes et les amplitudes supérieures qui diminuent le coefficient de frottement, car elles génèrent plus de charge hydrodynamique sur le segment. Par ailleurs, l'addition d'une rugosité fine peut être bénéfique, notamment pour les périodes et les amplitudes plus grandes.

Il est également intéressant d'observer les résultats des simulations en fonction du Ra des surfaces. Dans la figure 8.6 page ci-contre nous avons représenté l'évolution de la puissance dissipée par frottement et dans la figure 8.7 page 160 celle du coefficient de frottement. Nous trouvons donc, de manière générale, une augmentation de la puissance dissipée et de la charge sur le segment, ainsi qu'une diminution du coefficient de frottement, avec l'accroissement du Ra .

Analyse locale Nous allons faire, pour finir cette étude, une analyse locale de la puissance dissipée par frottement. La figure 8.8 page 161 illustre les cartes de puissance dissipée par frottement, d'une part de la surface **dscie64-01** de la série **dscieX-Y**, et d'autre part de la même surface à laquelle a été rajoutée la deuxième rugosité en dents de scie, plus fine (série **dscieX-Y+r04-01**). Nous remarquons dans la figure 8.8(b) page 161 les changements dans la carte de puissance dissipée apportés par l'addition de cette deuxième

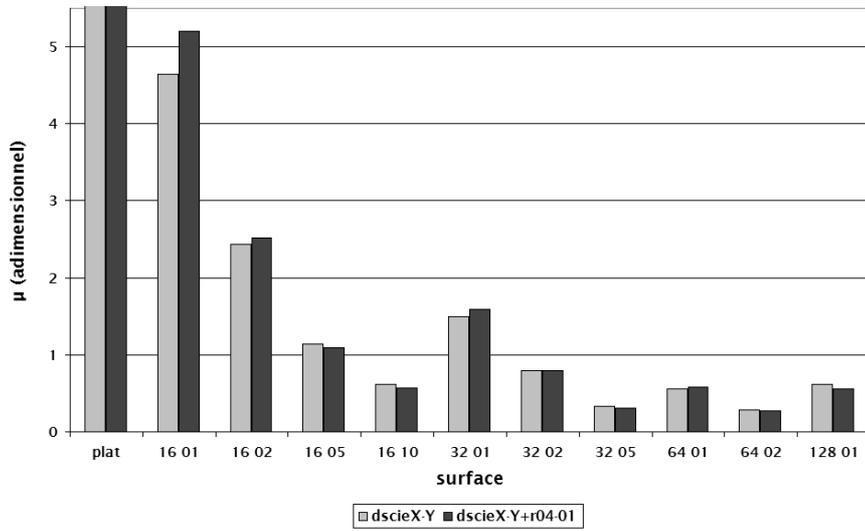


FIG. 8.5.: Influence de la rugosité : coefficient de frottement

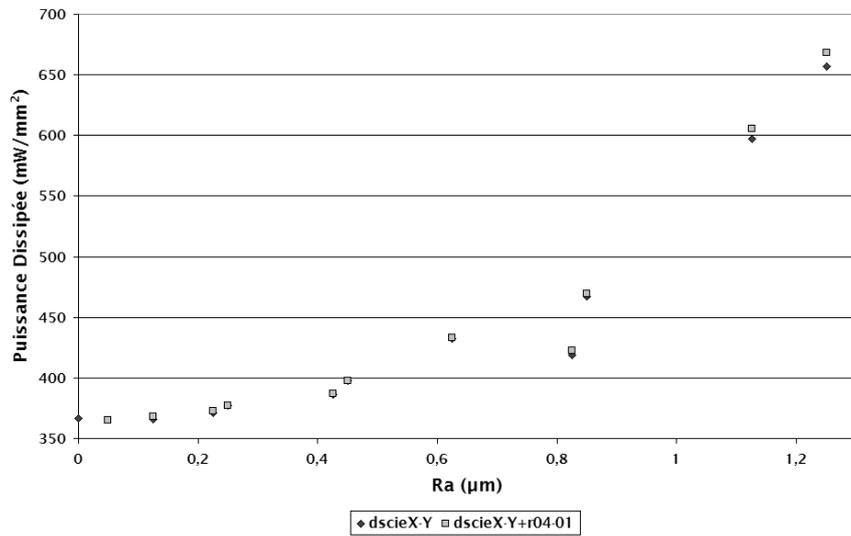


FIG. 8.6.: Influence de la rugosité : puissance dissipée par frottement en fonction du Ra

8. Optimisation des textures de surface

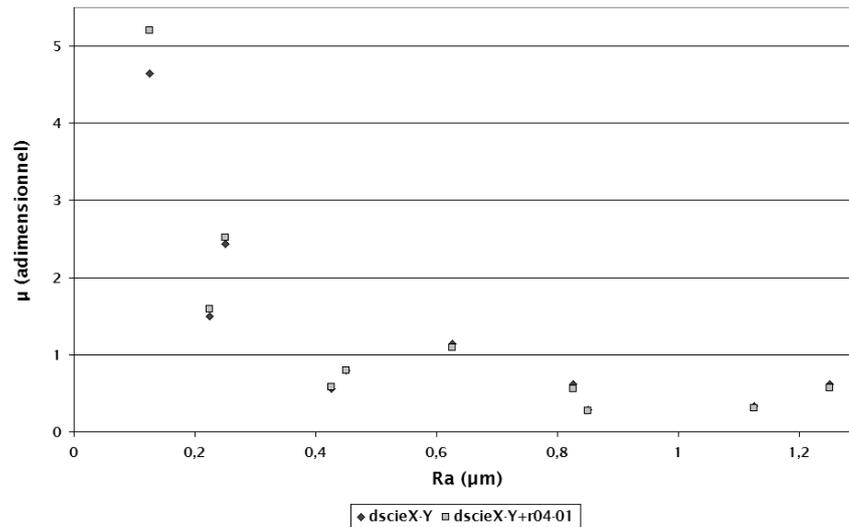


FIG. 8.7.: Influence de la rugosité : coefficient de frottement en fonction du Ra

rugosité. Les résultats de la figure 8.3 page 157 donnent une légère hausse de la puissance dissipée globale apportée par ces changements locaux.

Ensuite, la figure 8.9 page 162 présente les champs de pression associés. Nous constatons que la rugosité fine conduit en fait à une diminution de la pression maximale enregistrée ; ceci concorde avec les résultats du graphique de la figure 8.5 page précédente qui annonce une légère diminution du coefficient de frottement.

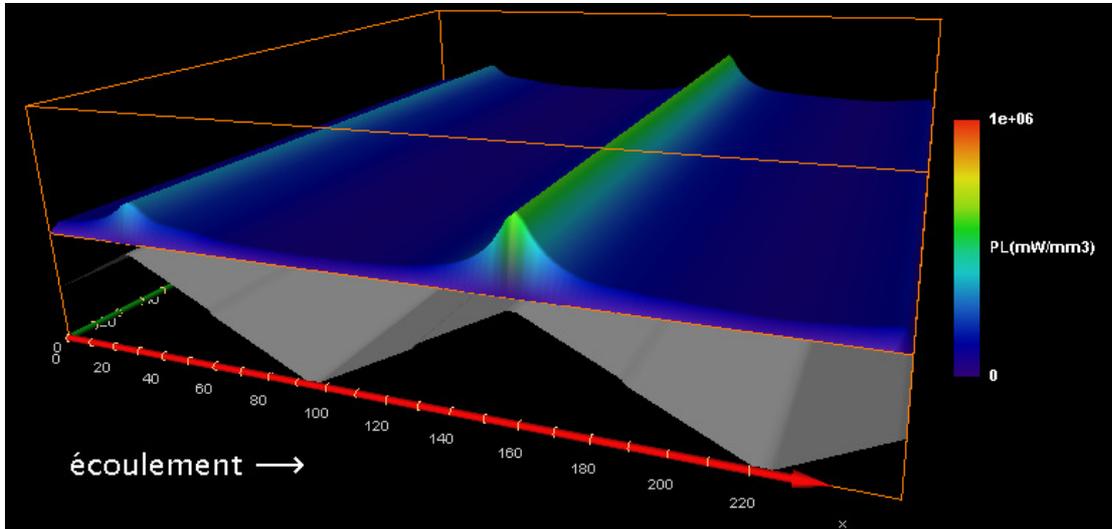
8.1.2. Filtrage progressif des textures de surface

Nous poursuivons notre étude de l'influence de la rugosité des surfaces sur le frottement hydrodynamique avec une analyse par filtrage progressif des textures laser ADEME (section 6.3.1 page 115).

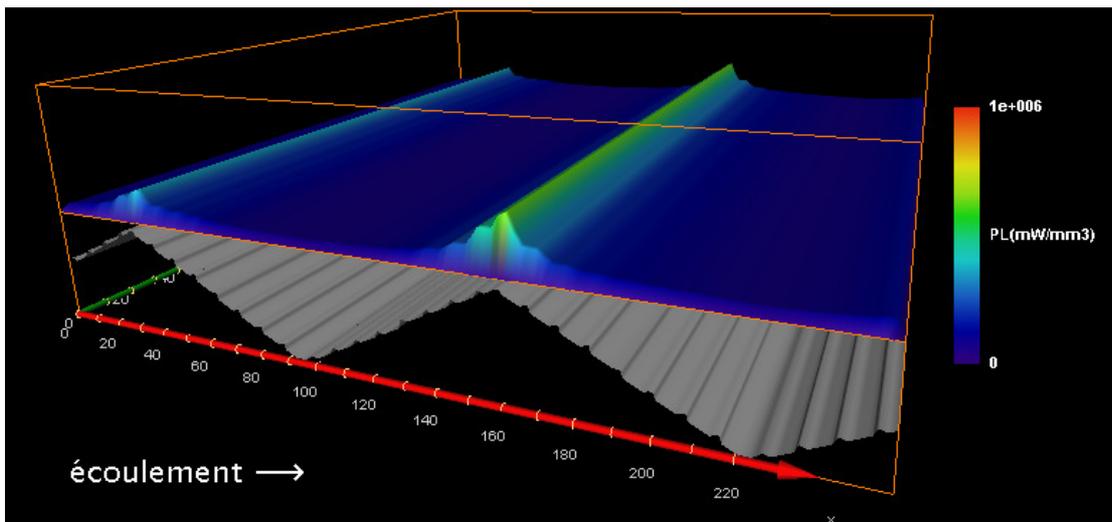
Pour cela nous allons utiliser les filtres morphologiques alternés séquentiels (FAS) introduits dans la section 2.4.1 page 39. Ces filtres effacent donc progressivement les aspérités de l'image, en commençant par les plus petites. Les structures les plus grosses des textures ADEME - les stries - ayant une épaisseur moyenne de $60 \mu m$, nous allons appliquer un filtre à élément structurant hexagonal de taille (tES^1) 25 (pixels), ce qui permet d'effacer des structures jusqu'à $150 \mu m$ de taille, pour un pas d'échantillonnage de l'image de $3 \mu m/pixel$. Le filtrage commence donc avec un élément structurant de taille 1 (3×3 pixels, soit $6 \times 6 \mu m$) et se poursuit jusqu'à $tES = 25$. Après chaque itération, l'image intermédiaire est enregistrée et correspond à une texture dont les aspérités inférieures à $3 \times 2 tES \mu m$ ont été effacées.

Le tableau 8.2 page 163 illustre ce processus de filtrage pour l'échantillon L75 (stries à 75°) des textures laser ADEME. tES est donnée cette fois-ci en μm .

¹Taille maximale de l'élément structurant.



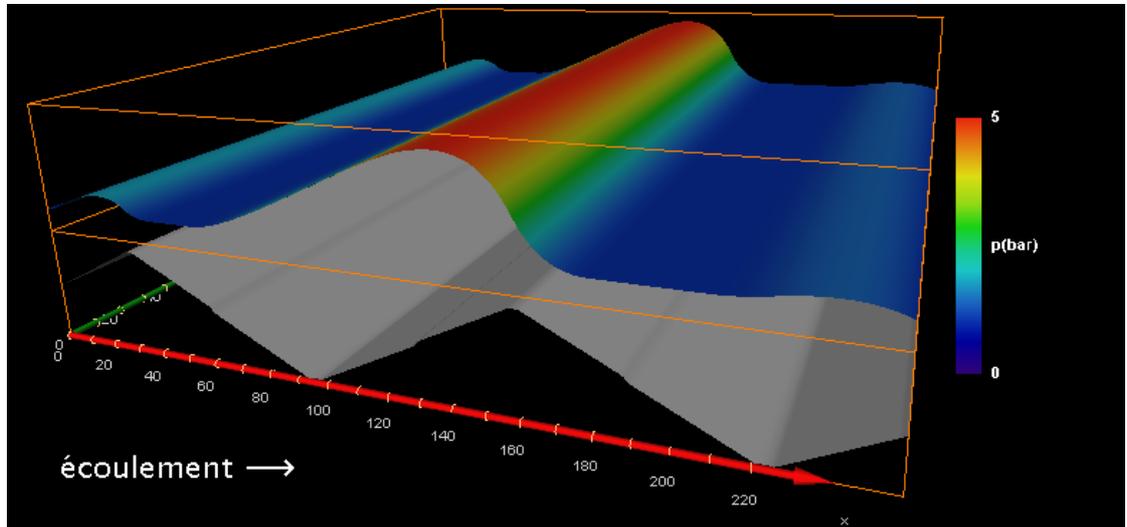
(a) simulation sur la surface dscie64-01 de la série dscieX-Y



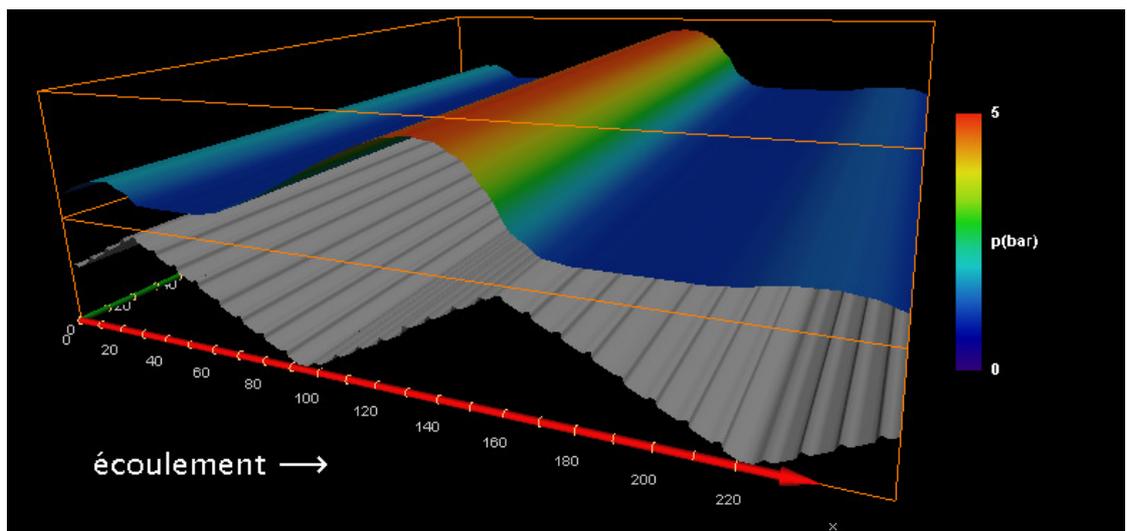
(b) simulation sur la surface dscie64-01+r04-01 de la série dscieX-Y+r04-01

FIG. 8.8.: Influence de la rugosité : analyse locale de la puissance dissipée par frottement

8. Optimisation des textures de surface

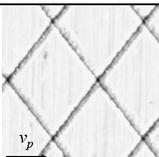
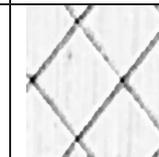


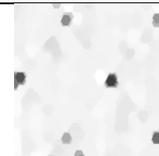
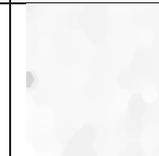
(a) simulation sur la surface dscie64-01 de la série dscieX-Y



(b) simulation sur la surface dscie64-01+r04-01 de la série dscieX-Y+r04-01

FIG. 8.9.: Influence de la rugosité : analyse locale du champ de pression

tES (μm)	0	6	12	18	24
Image					
Ra (μm)	2.561	2.545	2.452	2.319	2.164
V_{hs} (μm)	1.647	1.659	1.591	1.496	1.391
Ts	0.436	0.464	0.466	0.465	0.462

tES (μm)	36	60	84	120	150
Image					
Ra (μm)	1.836	0.931	0.366	0.154	0.094
V_{hs} (μm)	1.179	0.611	0.239	0.097	0.055
Ts	0.458	0.499	0.413	0.387	0.366

TAB. 8.2.: Filtrage morphologique progressif de la texture laser ADEME L75

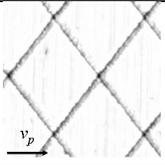
Dans la première colonne nous retrouvons la texture initiale. Nous remarquons la disparition progressive des petites structures, tout d'abord de celles des plateaux, plus fines, et ensuite des stries ; l'image après un filtrage jusqu'à $tES = 10$ ($60 \mu m$) ne contient plus les micro-striations des plateaux et, de manière plus générale, pas de structure inférieure à $60 \mu m$.

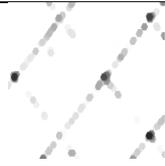
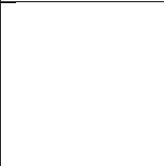
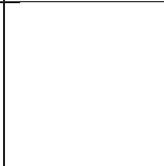
Les tailles caractéristiques des aspérités des plateaux et des stries étant largement différentes, il serait intéressant de mener le même type d'analyse séparément, d'une part sur la texture des plateaux et d'autre part sur les stries. Pour cela, nous avons décomposé la texture L75 en stries et plateaux, à l'aide de la procédure décrite dans la section 2.4 page 39. Ensuite, nous avons appliqué le filtrage progressif décrit précédemment aux deux textures résultantes. Le filtrage progressif des stries est illustré dans le tableau 8.3 page suivante et celui des plateaux dans le tableau 8.4 page suivante.

Il faut noter que, théoriquement, la texture des stries ne devrait pas comporter des aspérités autres que les stries ; néanmoins, nous observons dans l'image des stries avant filtrage que des striations secondaires réalisées lors du rodage mécanique et appartenant à la rugosité des plateaux sont suffisamment profondes pour que le processus de décomposition de la texture les associe à la texture des striations laser principales. Par ailleurs, nous remarquons dans l'image des plateaux après un filtrage jusqu'à $tES = 10$ ($60 \mu m$) la disparition des bavures de la gravure laser, d'épaisseur bien inférieure donc à $60 \mu m$.

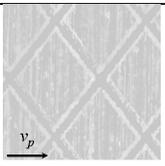
A partir de ces textures de surface, nous allons donc effectuer des simulations afin d'analyser l'évolution du frottement hydrodynamique en fonction de la taille maximale des aspérités de la surface. Les paramètres des simulations sont donnés dans le

8. Optimisation des textures de surface

tES (μm)	0	6	12	18	24
Image					
Ra (μm)	2.452	2.362	2.231	2.046	1.851
V_{hs} (μm)	1.647	1.537	1.418	1.277	1.137
Ts	0.436	0.371	0.321	0.283	0.251

tES (μm)	36	60	84	120	150
Image					
Ra (μm)	1.421	0.440	0.065	0	0
V_{hs} (μm)	0.856	0.250	0.033	0	0
Ts	0.208	0.126	0.018	0	0

TAB. 8.3.: Filtrage morphologique progressif des stries de la texture laser ADEME L75

tES (μm)	0	6	12	18	24
Image					
Ra (μm)	0.319	0.261	0.241	0.228	0.214

tES (μm)	36	60	84	120	150
Image					
Ra (μm)	0.177	0.095	0.067	0.046	0.035

TAB. 8.4.: Filtrage morphologique progressif de la rugosité des plateaux de la texture laser ADEME L75

tableau 8.5. La méthode de calcul utilisée est $NS-p$.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_P	13.0 m/s	l_1	1536.0 μm
p_1	1.01 bar	l_2	1536.0 μm
p_2	1.01 bar	l_3	3.0 μm
ρ	888.0 kg/m^3	$\Delta x_{1,2}$	3.0 $\mu m/pixel$
ν	$15.0 \times 10^{-6} m^2/s$	Δx_3	0.2022 $\mu m/niveau$

TAB. 8.5.: Filtrage progressif des textures de surface : paramètres du contact

La figure 8.10 illustre une première représentation des résultats, la puissance dissipée par frottement en fonction de la taille de l'élément structurant². Les trois séries cor-

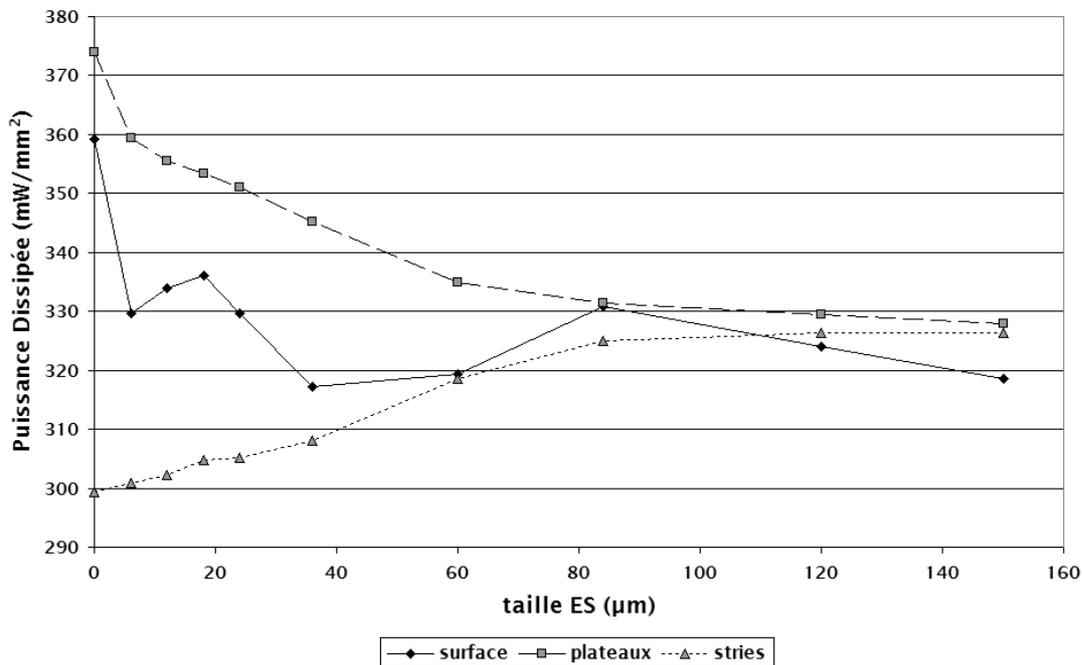


FIG. 8.10.: Filtrage progressif des textures de surface : évolution de la puissance dissipée par frottement

respondent au filtrage de la surface originale L75 et à celui des plateaux et des stries séparément. Nous obtenons une diminution de la puissance dissipée avec la suppression des aspérités fines des plateaux. En revanche, la disparition des striations secondaires de la texture des stries conduit à l'augmentation de la puissance dissipée ; nous constatons donc un comportement très différent des stries et des plateaux pour cette mesure. Finalement, la courbe de variation associée au filtrage de la texture originale n'est pas

²ou de la taille minimale des aspérités de la surface

8. Optimisation des textures de surface

monotone ; globalement, le filtrage réduit la puissance dissipée par frottement et l'optimum se trouve pour un filtrage des aspérités inférieures à environ $40 \mu m$. Comme prévu, la puissance dissipée de la série des plateaux est globalement la plus importante et celle de la série des stries la plus petite, ce qui montre le rôle bénéfique des stries dans la réduction du frottement.

Dans la figure 8.11 nous traçons les résultats des trois séries de simulations, cette fois-ci le critère de comparaison étant la charge exercée par le film lubrifiant sur le segment. Ces résultats montrent notamment que les petites structures, ici inférieures à $18 \mu m$, ont

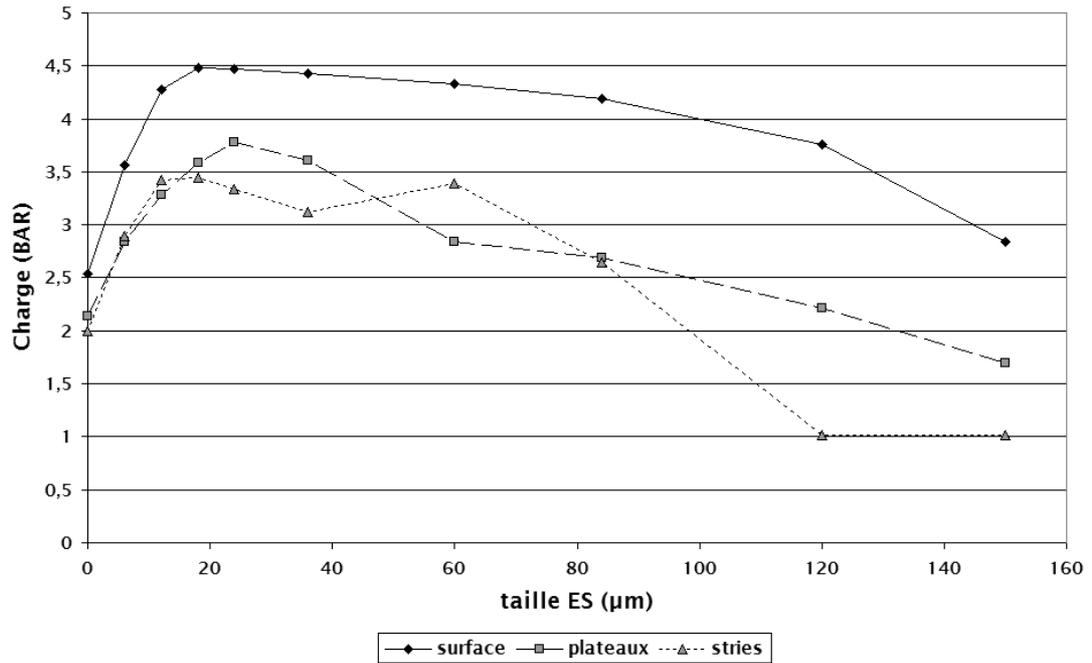


FIG. 8.11.: Filtrage progressif des textures de surface : évolution de la charge exercée sur le segment

un effet dégradant sur la charge. Afin d'obtenir un maximum de portance sur le segment il faut donc utiliser des textures ayant des structures supérieures ou égales à $18 \mu m$ en taille caractéristique, l'optimum étant autour de $24 \mu m$.

Le coefficient de frottement est défini à partir de la force de frottement et de la charge sur le segment. Dans la figure 8.12 page ci-contre nous traçons donc l'évolution du coefficient de frottement avec la taille de l'élément structurant du filtrage. Dans la mesure du coefficient de frottement, le rôle des aspérités de la texture est modifié, via la charge que celles-ci génèrent sur le segment. Les courbes résultantes sont donc différentes de celles représentant la puissance dissipée et présentent toutes des optima, comme celles de la charge. Pour la série des plateaux, l'optimum se situe autour de $28 \mu m$, et pour la série des stries entre 12 et $18 \mu m$. L'optimum de la série correspondant à la texture

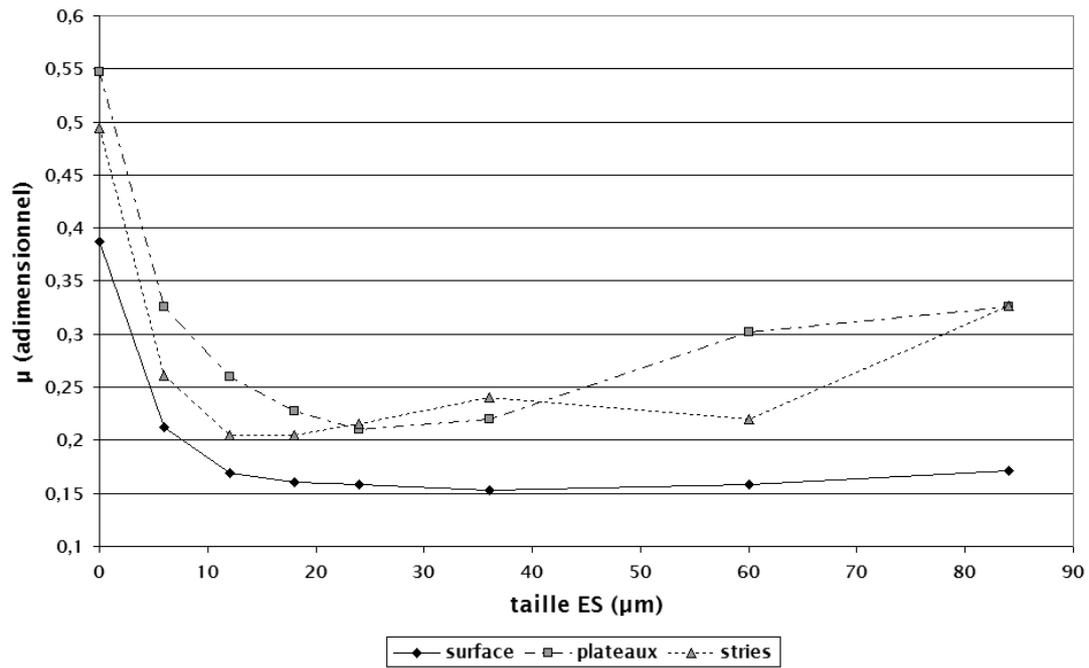


FIG. 8.12.: Filtrage progressif des textures de surface : évolution du coefficient de frottement

8. Optimisation des textures de surface

originale se trouve autour de $36 \mu\text{m}$; on peut donc affirmer que les aspérités de taille inférieure à cette valeur ont un effet nuisible sur le coefficient de frottement. Les plateaux génèrent encore une fois le plus de frottement ; il est également intéressant d'observer que le coefficient de frottement caractéristique de la texture originale est bien inférieur aux coefficients de frottement qui caractérisent les stries et les plateaux séparément. Pour ce critère donc, la combinaison des aspérités des stries *et* des plateaux, et les interactions qui en résultent, conduisent à la réduction du coefficient de frottement.

Pour résumer, les trois mesures présentées précédemment ont des optima différents. La puissance dissipée ou la force de frottement sont minimales pour des structures de $40 \mu\text{m}$. Si en revanche, c'est la charge qu'on essaie de maximiser, la taille des structures optimales se situe autour de $18 \mu\text{m}$, au risque d'augmenter la puissance dissipée. Enfin, le compromis entre les deux - le coefficient de frottement - est minimal pour des structures autour de $36 \mu\text{m}$.

L'évolution de la puissance dissipée et du coefficient de frottement en fonction de la taille de l'élément structurant du filtrage vient d'être examinée. Il est également intéressant de représenter ces mesures en fonction du Ra des textures filtrées, qui diminue avec l'agrandissement progressif de l'élément structurant. La figure 8.13 représente la puissance dissipée par frottement pour les trois séries - surface originale, plateaux et stries - en fonction du Ra . Les courbes des séries plateaux et stries sont respectivement

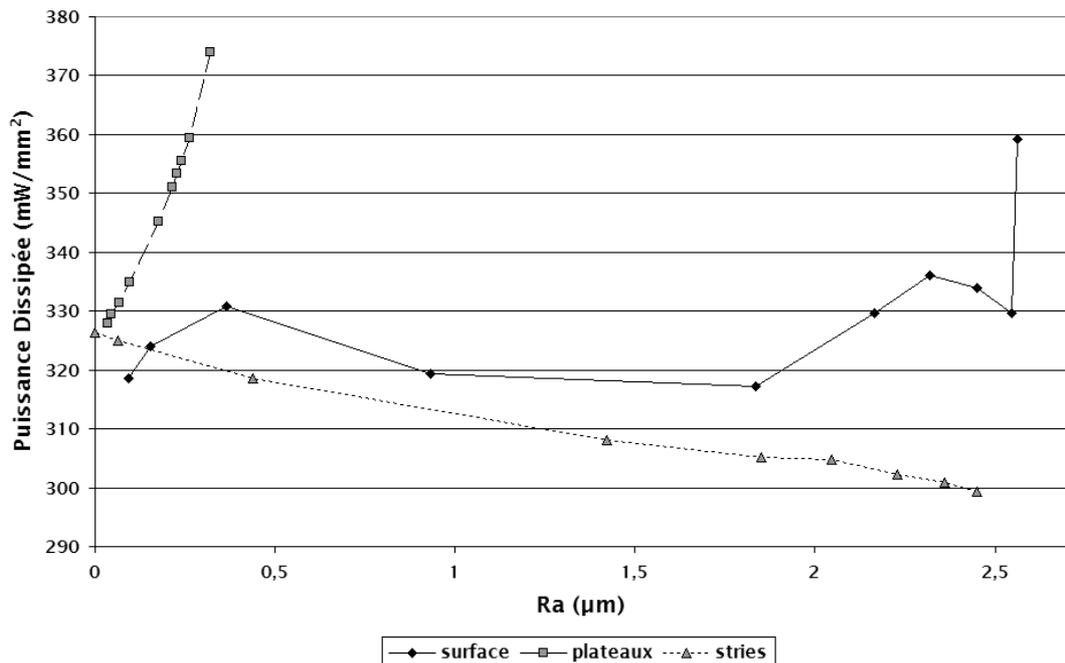


FIG. 8.13.: Filtrage progressif des textures de surface : évolution de la puissance dissipée par frottement en fonction du Ra

croissante et décroissante ; l'optimum pour la série surface originale correspond à un Ra d'environ $1.6 \mu m$. Nous remarquons les écarts importants entre le Ra avant filtrage des stries ($2.45 \mu m$) et celui des plateaux ($0.32 \mu m$).

Finalement, dans la figure 8.14 nous représentons la variation du coefficient de frottement avec le Ra , pour les trois séries. L'optimum de la série stries correspond à un Ra

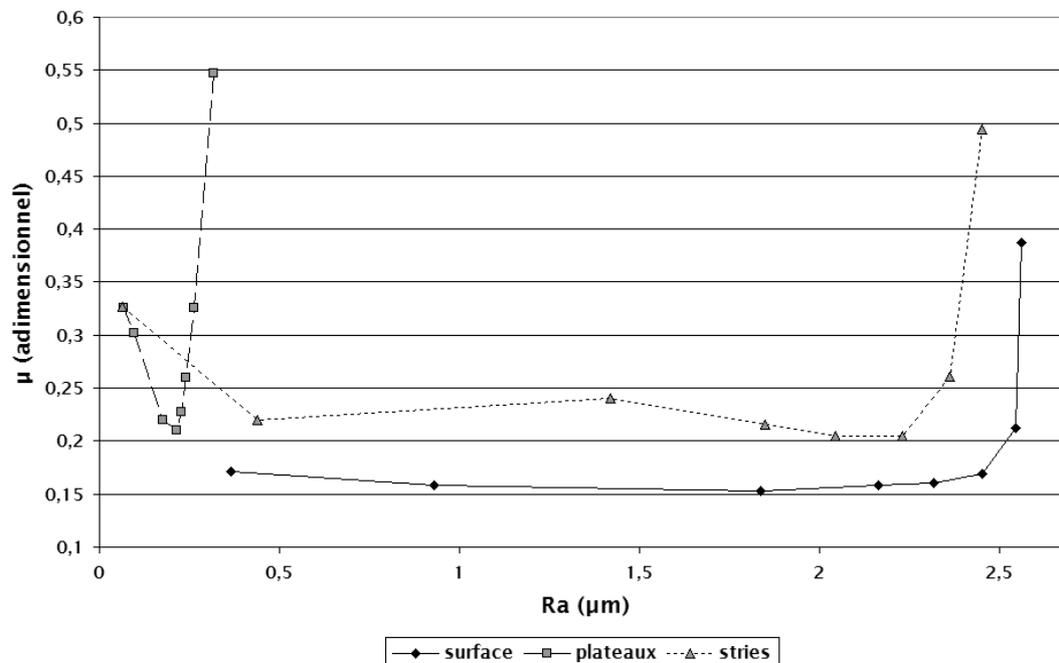


FIG. 8.14.: Filtrage progressif des textures de surface : évolution du coefficient de frottement en fonction du Ra

d'environ $2 \mu m$. La rugosité des plateaux optimale correspond donc à un Ra d'environ $0.2 \mu m$; cette valeur est d'ailleurs conforme aux valeurs de Ra des plateaux utilisées en pratique, pour les surfaces testées lors des projets PREDIT ou ADEME par exemple (1.2.2.1 page 14), et elle s'avère être la valeur optimale révélée par les nombreux tests expérimentaux. Quant au Ra global de la texture originale, nous retrouvons une valeur optimale pour le moindre coefficient de frottement autour de $1.8 \mu m$.

Par ailleurs, nous avons également voulu voir si les courbes présentées ci-dessus changent avec la vitesse. Sur la figure 8.15 page suivante on représente la puissance dissipée par frottement à $13 m/s$, pour la série des images originales, en fonction de la même mesure à une vitesse de $4 m/s$. On remarque une courbe croissante qui respecte l'ordre des surfaces. Les tailles optimales caractéristiques de la texture ne changent donc pas avec la vitesse, dans la plage des vitesses testées.

Les valeurs optimales qui résultent de cette analyse sont très intéressantes et peuvent constituer de bons repères pour la définition de nouvelles et meilleures textures de surfaces.

8. Optimisation des textures de surface

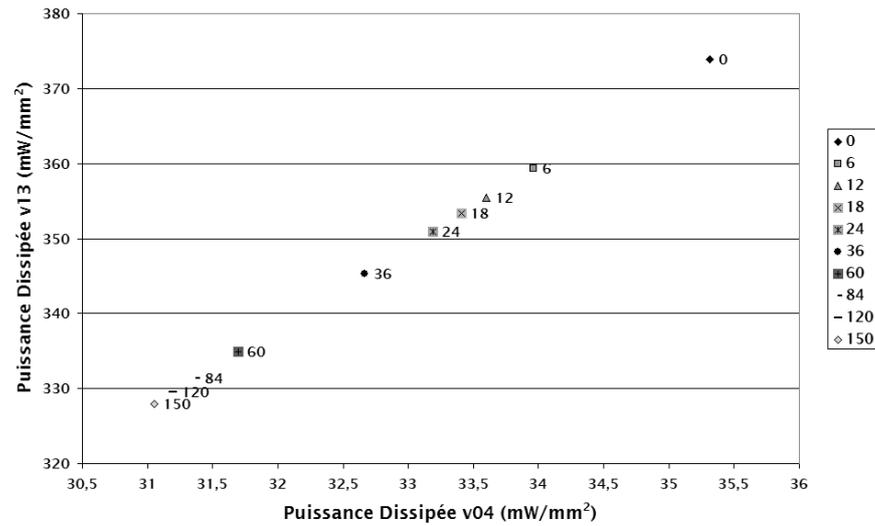


FIG. 8.15.: Filtrage progressif des textures de surface : comparaison de la variation de la puissance dissipée par frottement à deux vitesses différentes, 4 et 13 m/s , pour la série des images originales

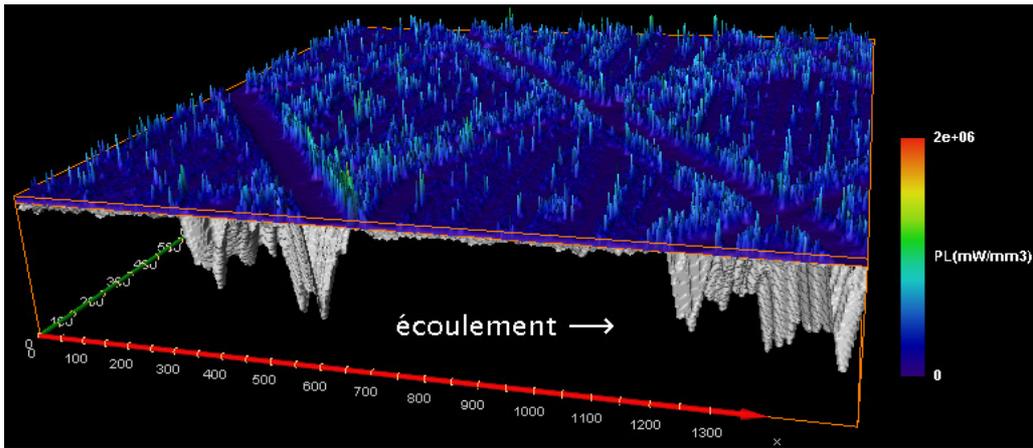
Analyse locale Nous terminons cette section par une analyse locale des cartes de frottement et des champs de pression. La figure 8.16 page suivante illustre les cartes de frottement correspondant à des simulations avec la surface L75, originale, après un filtrage $tES = 6$ ($36 \mu m$) et un filtrage $tES = 10$ ($60 \mu m$). Avec la disparition par filtrage de la rugosité fine des plateaux nous observons également la disparition des pics de puissance dissipée par frottement associés.

La figure 8.17 page 172 représente les champs de pression correspondant aux trois simulations ci-dessus citées. Les champs 3D montrent une augmentation considérable de la pression globale (et donc de la charge) pour la texture filtrée $tES = 6$, suivie d'une légère diminution après un filtrage $tES = 10$. Ces données concordent avec la courbe suivie par le coefficient de frottement, figure 8.12 page 167, qui présente un optimum pour le filtrage $tES = 6$ ($36 \mu m$).

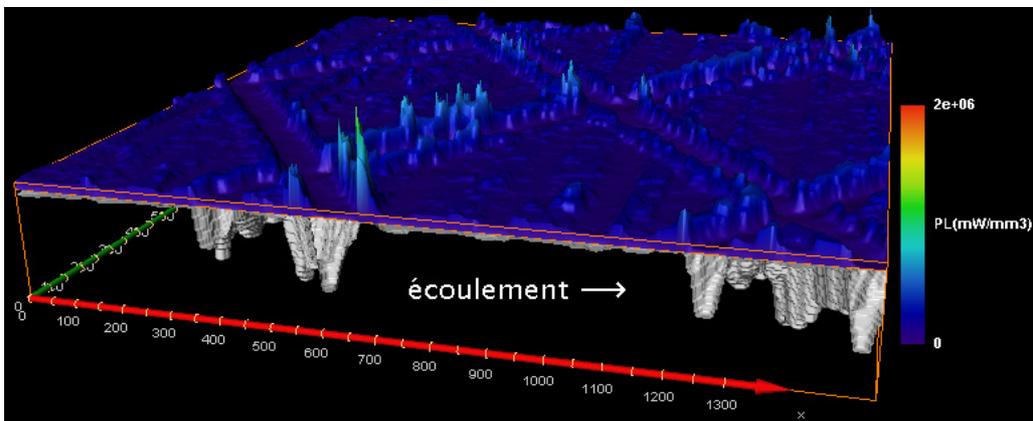
8.2. Étude paramétrique de la texture

Nous allons poursuivre dans cette section le processus d'optimisation via une recherche paramétrique des textures périodiques de surface optimales. Même si cette étude ne peut être que limitée, en nombre de paramètres analysés, elle donnera des indices utiles sur les valeurs optimales de paramètres comme la géométrie des motifs élémentaires, l'angle de striation, la disposition des motifs ou le volume d'huile par unité de surface.

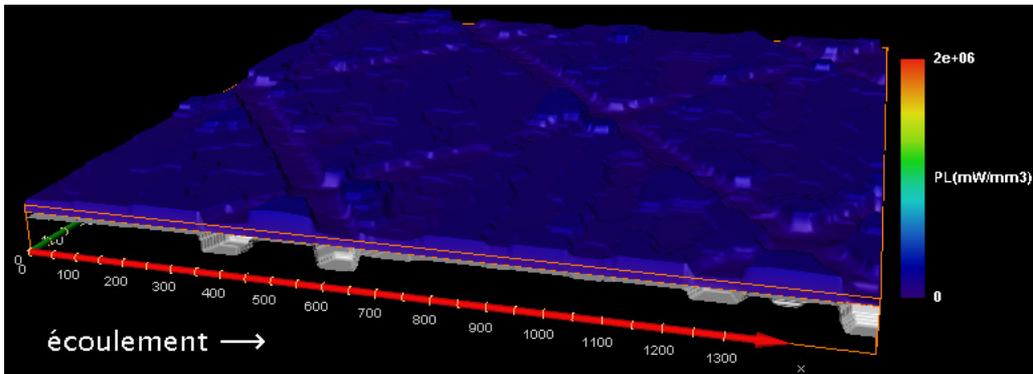
8.2. Étude paramétrique de la texture



(a) simulation sur la texture L75 originale



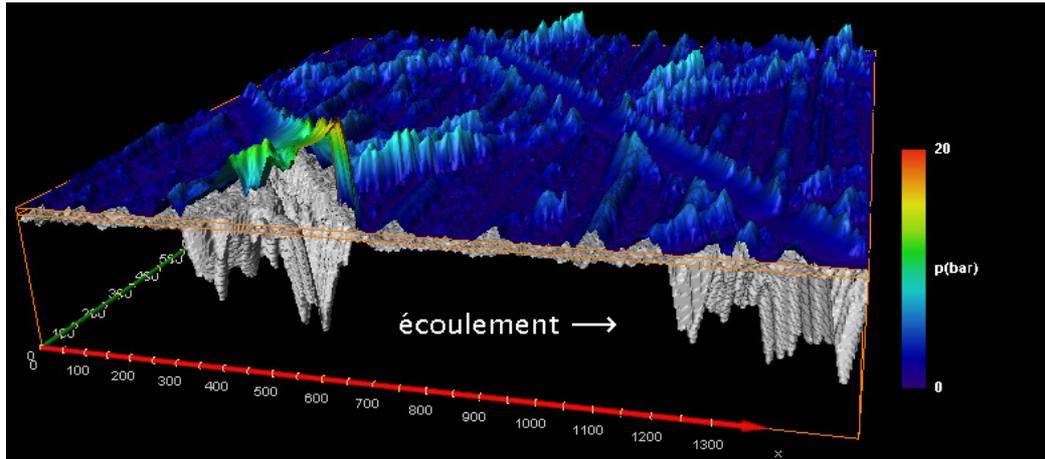
(b) simulation sur la texture L75 après un filtrage $tES = 6$ ($36 \mu m$), qui correspond au coefficient de frottement optimal



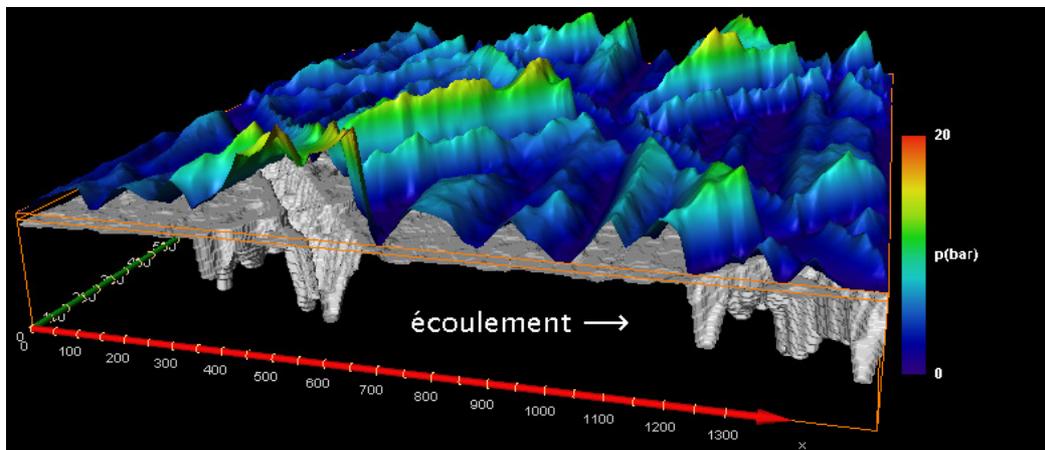
(c) simulation sur la texture L75 après un filtrage $tES = 10$ ($60 \mu m$)

FIG. 8.16.: Filtrage progressif des textures de surface : analyse locale de la puissance dissipée par frottement

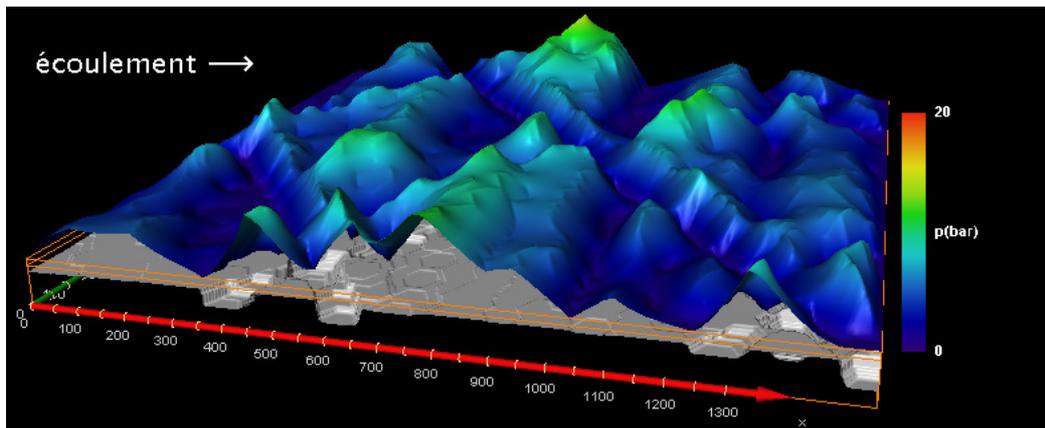
8. Optimisation des textures de surface



(a) simulation sur la texture L75 originale



(b) simulation sur la texture L75 après un filtrage $tES = 6$ ($36 \mu\text{m}$), qui correspond au coefficient de frottement optimal



(c) simulation sur la texture L75 après un filtrage $tES = 10$ ($60 \mu\text{m}$)

FIG. 8.17.: Filtrage progressif des textures de surface : analyse locale du champ de pression

8.2.1. Motifs et profils géométriques simples

Nous avons soumis aux tests trois types de profils différents, représentés dans la figure 8.18.

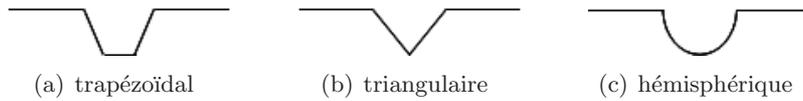


FIG. 8.18.: Profils géométriques simples

Les surfaces de test contiennent des motifs de forme géométrique simple et ont des profils parmi ceux présentés précédemment ; elles sont illustrées dans la figure 8.19. Le

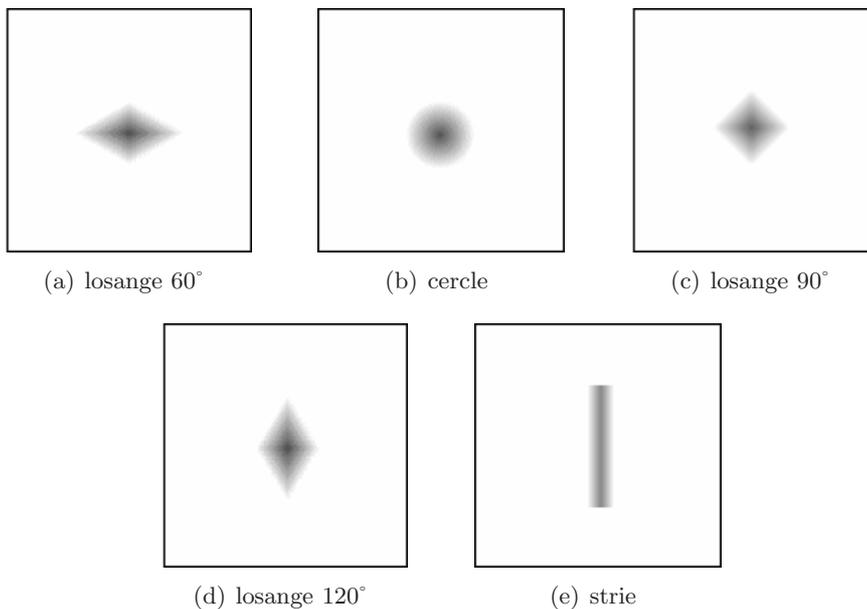


FIG. 8.19.: Motifs géométriques simples

pas d'échantillonnage des images est de $3 \mu\text{m}/\text{pixel}$ et l'échelle des niveaux de gris de $0.1 \mu\text{m}/\text{niveau}$. Le sens de déplacement du segment \mathcal{P} au dessus des surfaces est de gauche à droite.

Pour pouvoir tirer une conclusion précise sur les performances des profils et des motifs choisis, les surfaces de la figure 8.19 sont caractérisées par les mêmes paramètres de pression de contact et volume d'huile par unité de surface, c.à.d. que les motifs cités ont la même surface et le même volume interstitiel. Le volume d'huile par unité de surface moyen est de $0.118 \mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$ et le taux de cavités de 2.2 %.

Bien évidemment, ces surfaces sont testées dans les mêmes conditions et le positionnement du segment sera fait à partir du niveau des plateaux. Les paramètres de test du modèle sont donnés dans le tableau 8.6 page suivante.

8. Optimisation des textures de surface

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_P	13.0 m/s	l_1	600.0 μm
p_1	1.01 bar	l_2	600.0 μm
p_2	1.01 bar	l_3	3.0 μm
ρ	888.0 kg/m^3	$\Delta x_{1,2}$	3.0 $\mu m/pixel$
ν	$15.0 \times 10^{-6} m^2/s$	Δx_3	0.1 $\mu m/niveau$

TAB. 8.6.: Motifs et profils géométriques simples : paramètres du contact

La figure 8.20 représente la comparaison des surfaces en termes de puissance dissipée par frottement. Les abscisses indiquent le type de motif et les trois séries correspondent aux trois profils cités. Une première observation est que le motif losange 60° est celui qui

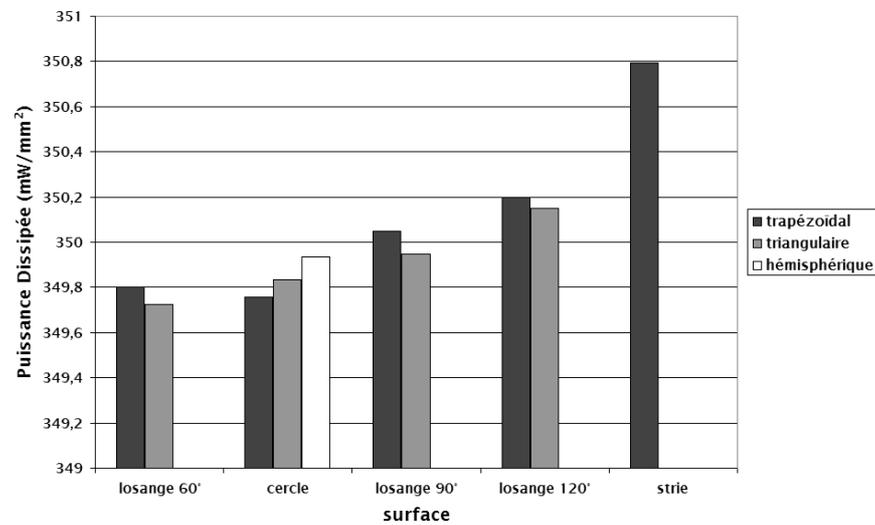


FIG. 8.20.: Motifs et profils géométriques simples : évolution des puissances dissipées par frottement

génère le moindre frottement. Nous remarquons également que, de manière générale, le profil triangulaire est le plus performant pour ce critère de comparaison.

La figure 8.21 page suivante illustre la comparaison des coefficients de frottement estimé pour chaque surface. C'est toujours le motif losange 60° qui est le plus intéressant, mais pour ce critère, le profil trapézoïdal devient plus performant que le triangulaire.

Si l'on s'intéresse à la consommation d'huile, il est également intéressant de regarder les mesures des débits de lubrifiant que ces motifs génèrent. La figure 8.22 page ci-contre présente une comparaison des débits sur l'axe x_1 et la figure 8.23 page 176 sur l'axe x_2 .

On constate que les débits mesurés sur l'axe x_1 sont fortement liés et inversement proportionnels à la puissance dissipée par frottement. En revanche, sur l'axe x_2 c'est le motif circulaire qui génère le plus de circulation de lubrifiant. Ces mesures peuvent

8.2. Étude paramétrique de la texture

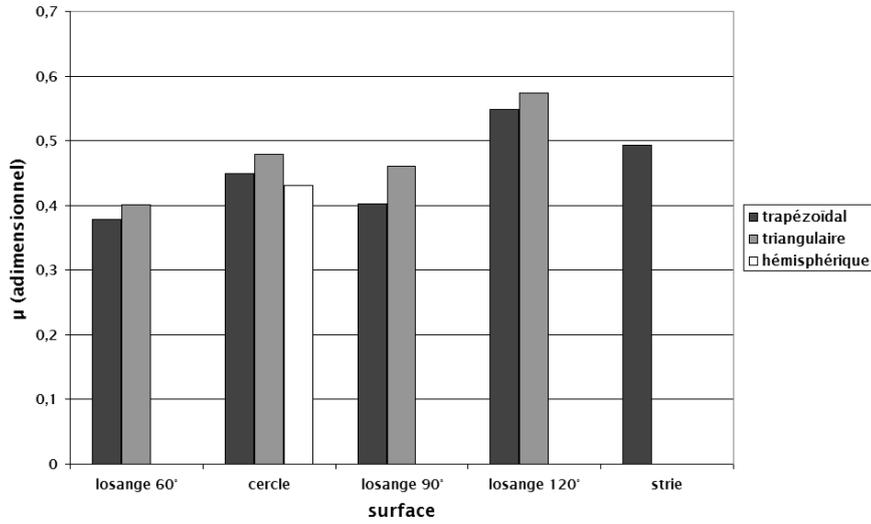


FIG. 8.21.: Motifs et profils géométriques simples : comparaison des coefficients de frottement

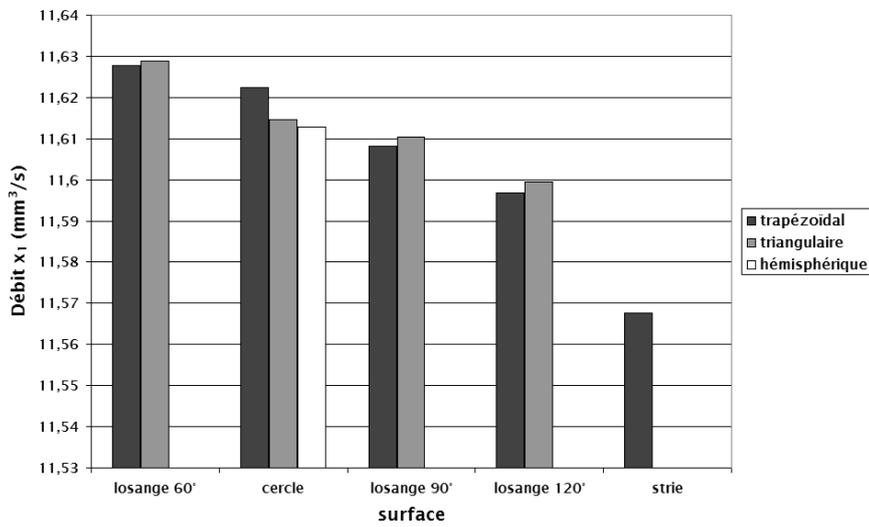


FIG. 8.22.: Motifs et profils géométriques simples : comparaison des débits sur l'axe x_1

8. Optimisation des textures de surface

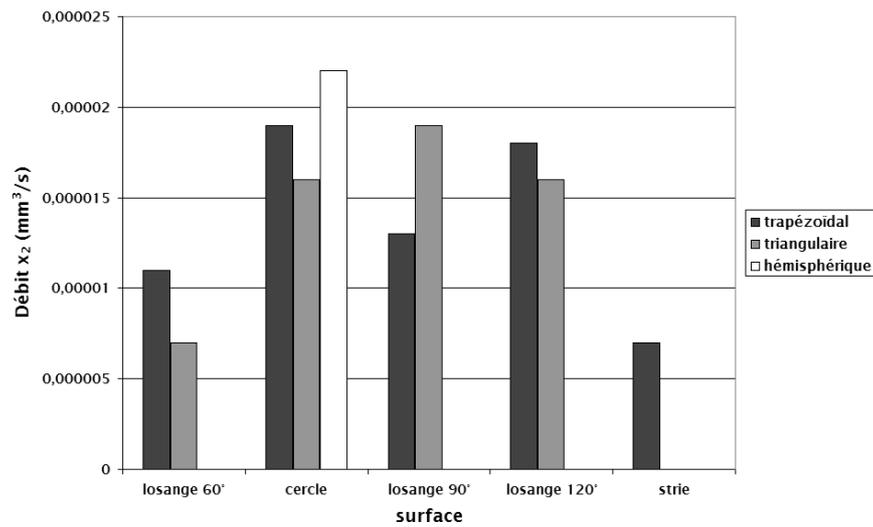


FIG. 8.23.: Motifs et profils géométriques simples : comparaison des débits sur l'axe x_2

intervenir lors du choix de la texture afin de réduire les flux et la consommation d'huile ou au contraire, augmenter les flux pour avoir une meilleure lubrification du point-mort-haut.

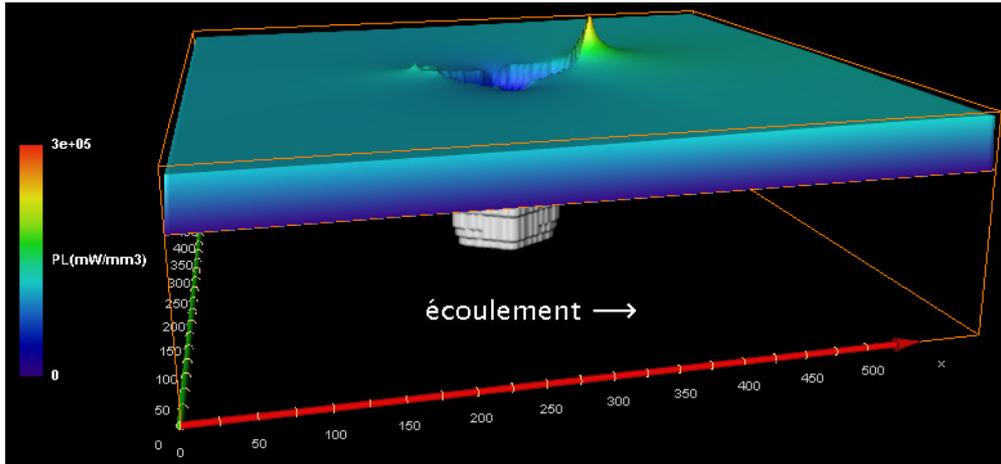
Analyse locale Pour conclure cette comparaison, il est intéressant de comparer les cartes de puissance dissipée et les champs de pression associés aux différents motifs. Dans les figures 8.24 page ci-contre et 8.25 page 178 nous présentons les cartes de puissance dissipée par frottement. Le motif circulaire s'est révélé le plus performant en termes de puissance dissipée; effectivement, dans la figure 8.24(b) page ci-contre nous pouvons remarquer une valeur maximale atteinte inférieure à celles montrées par les autres cartes.

Il faut également souligner le comportement de certains motifs comme la strie. Sa géométrie génère des faibles valeurs maximales de puissance dissipée; néanmoins, ces valeurs extrêmes sont présentes sur une longueur plus importante que pour les autres motifs, ce qui explique la plus forte valeur enregistrée pour la puissance dissipée par frottement globale.

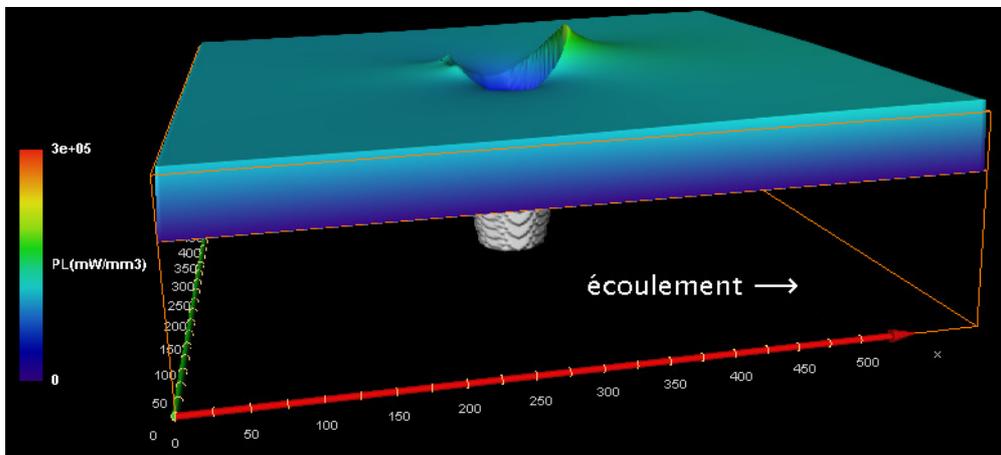
Les figures 8.26 page 179 et 8.27 page 180 illustrent les champs de pression associés. Le motif losange 60° génère le coefficient de frottement minimal; la figure 8.26(a) page 179 montre des valeurs maximales de pression particulièrement élevées pour ce motif, ce qui explique cette performance.

8.2.2. Angle des striations

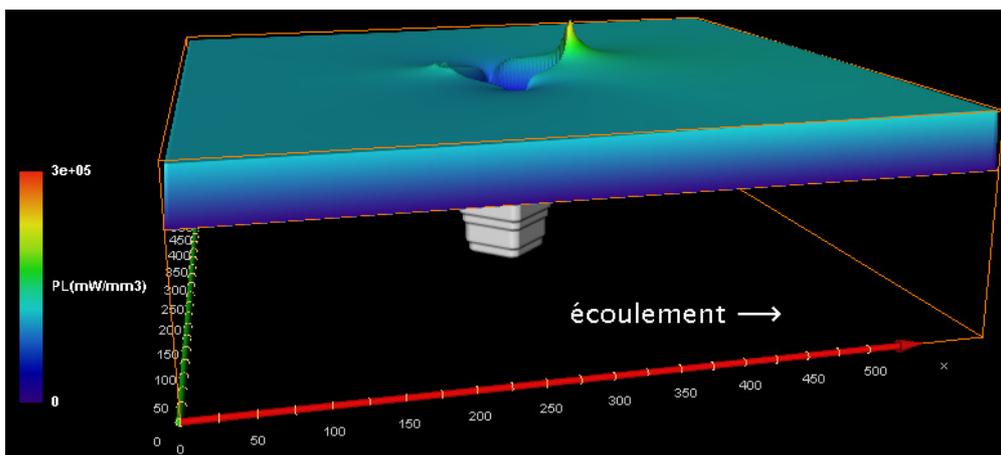
La surface de référence M50M50 définie lors du PREDIT 97.T.0299 (section 1.2.2.1 page 14) peut être décrite donc comme des plateaux parcourus par des stries suivant deux directions principales, l'angle entre ce directions étant d'environ 50°. Cet angle a



(a) simulation sur le motif losange 60° trapézoïdal



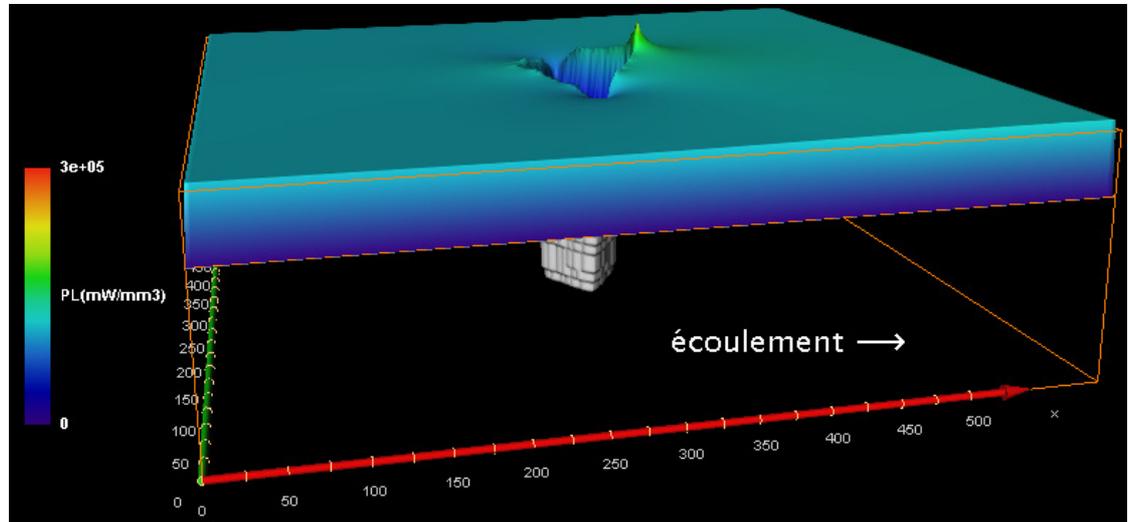
(b) simulation sur le motif cercle trapézoïdal



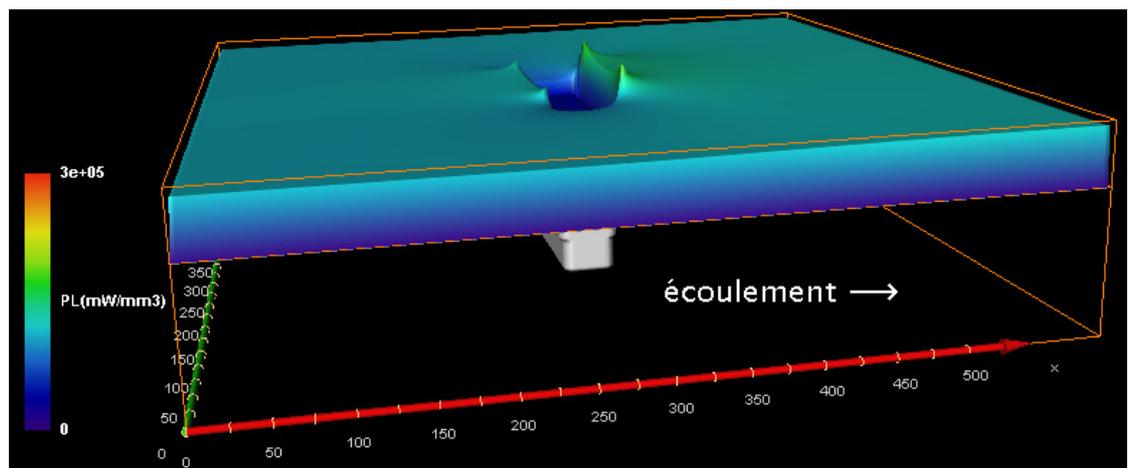
(c) simulation sur le motif losange 90° trapézoïdal

FIG. 8.24.: Motifs et profils géométriques simples : analyse locale de la puissance dissipée par frottement (partie 1)

8. Optimisation des textures de surface

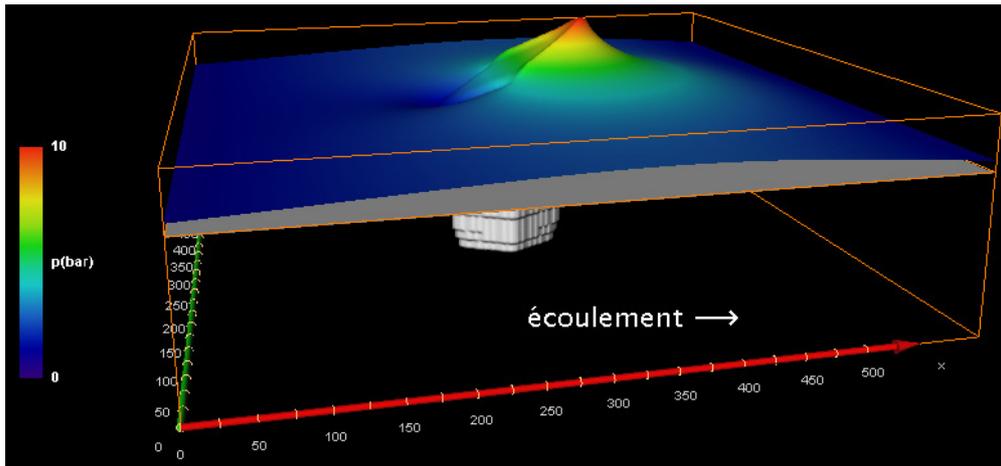


(a) simulation sur le motif losange 120° trapézoïdal

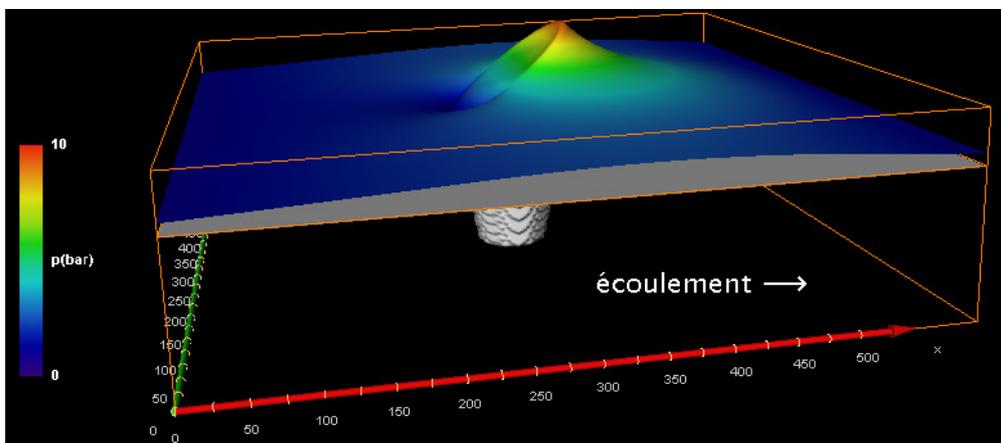


(b) simulation sur le motif strie trapézoïdale

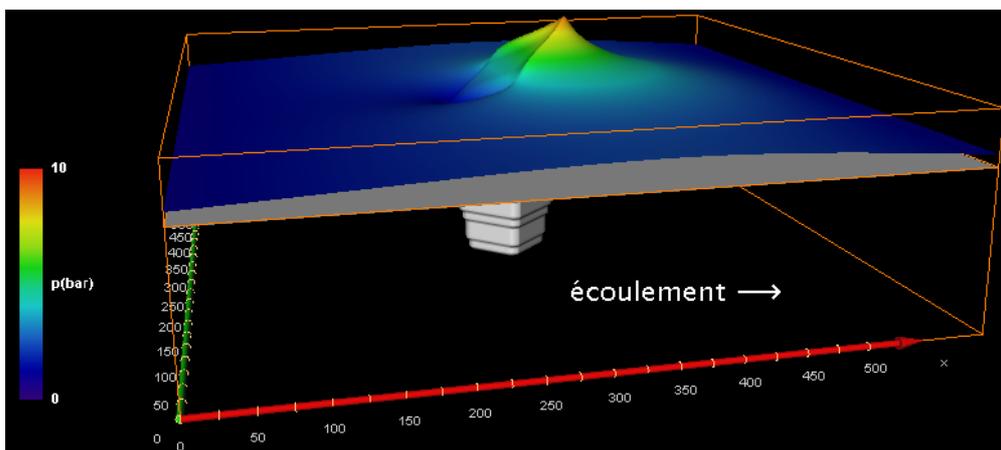
FIG. 8.25.: Motifs et profils géométriques simples : analyse locale de la puissance dissipée par frottement (suite)



(a) simulation sur le motif losange 60° trapézoïdal



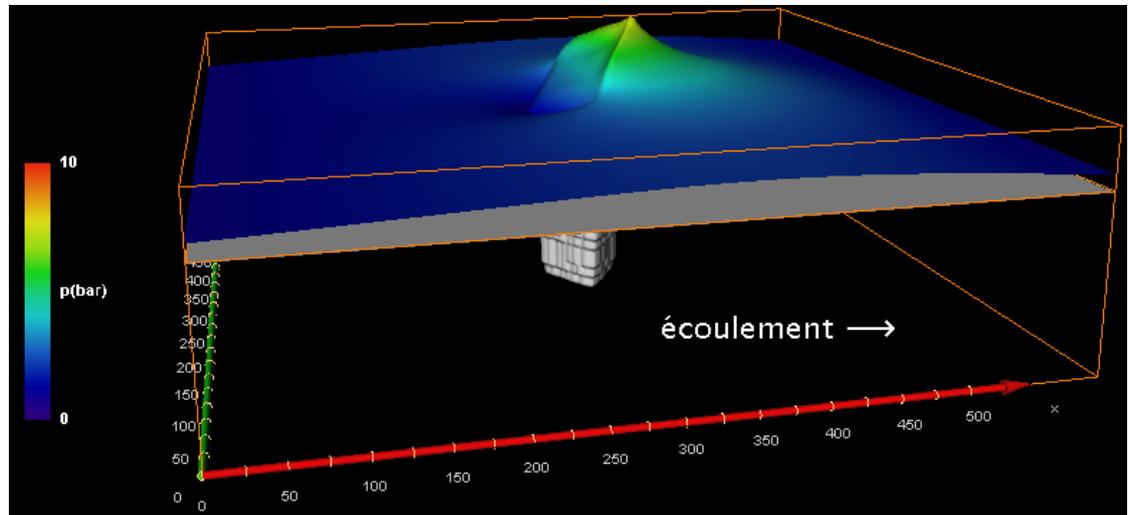
(b) simulation sur le motif cercle trapézoïdal



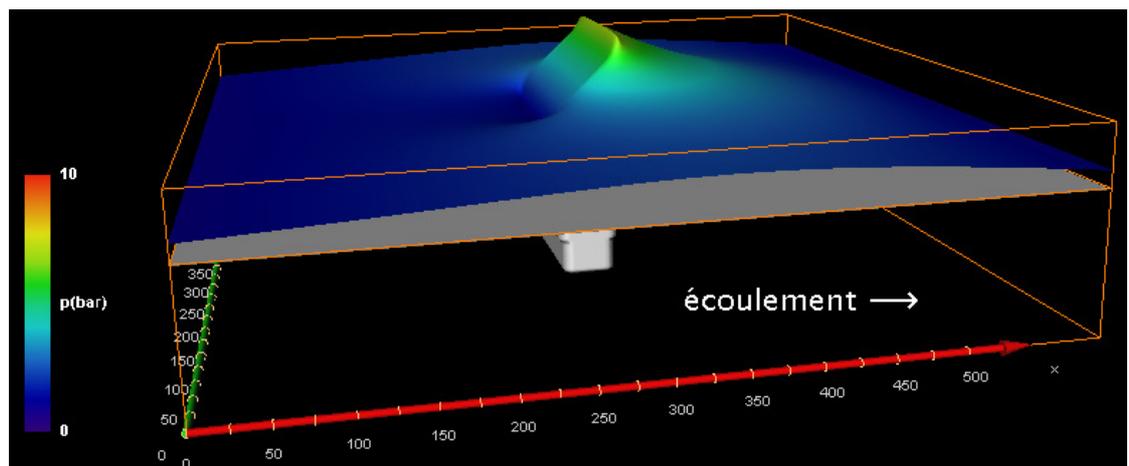
(c) simulation sur le motif losange 90° trapézoïdal

FIG. 8.26.: Motifs et profils géométriques simples : analyse locale du champ de pression (partie 1)

8. Optimisation des textures de surface



(a) simulation sur le motif losange 120° trapézoïdal



(b) simulation sur le motif strie trapézoïdale

FIG. 8.27.: Motifs et profils géométriques simples : analyse locale du champ de pression (suite)

8.2. Étude paramétrique de la texture

fait l'objet de plusieurs tests expérimentaux afin de déduire sa valeur optimale dans un régime de frottement hydrodynamique. Les résultats PREDIT sur banc V6 et plus tard ceux obtenu sur tribomètre au LMS-ENSMM lors du projet ADEME conduisent à un consensus : les textures laser à 15° sont plus performantes en termes de frottement que celles réalisées avec des angles de 0° , 50° ou 75° . Nous avons également retrouvé ce résultat à l'aide de notre modèle de prédiction (section 6.3 page 115).

Dans cette section nous avons voulu faire une étude plus fine de cet angle, à l'aide de surfaces de synthèse comme celle de la figure 8.28, afin d'en déduire sa valeur optimale.

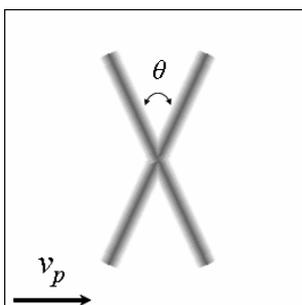


FIG. 8.28.: Texture de synthèse : variation de l'angle entre deux stries triangulaires croisées

Les stries, à profil triangulaire, font $50 \mu m$ d'épaisseur, $600 \mu m$ de longueur et $15 \mu m$ de profondeur. Le pas d'échantillonnage de l'image est de $3 \mu m/pixel$ et l'échelle des niveaux de gris de $0.1 \mu m/niveau$. Les simulations ont été effectuées avec la méthode de calcul *NS-p* et les paramètres du contact utilisés sont ceux du tableau 8.5 page 165.

L'évolution de la puissance dissipée par frottement est donnée dans la figure 8.29 page suivante et celle du coefficient de frottement dans la figure 8.30 page suivante. La valeur maximale de puissance dissipée est obtenue pour un angle de 10° ; néanmoins, la variation de ce critère avec l'angle de striation est infime, inférieure au pour cent. La valeur la plus petite du coefficient de frottement est également obtenue pour un angle de 10° ; malgré une puissance dissipée plus élevée, et donc une force de frottement plus grande, la charge obtenue avec cet angle est la plus importante, ce qui baisse le coefficient de frottement.

Il est également intéressant d'observer l'évolution du débit transversal à la direction d'écoulement principale en fonction de l'angle de striation. Cette courbe est illustrée dans la figure 8.31 page 183.

8. Optimisation des textures de surface

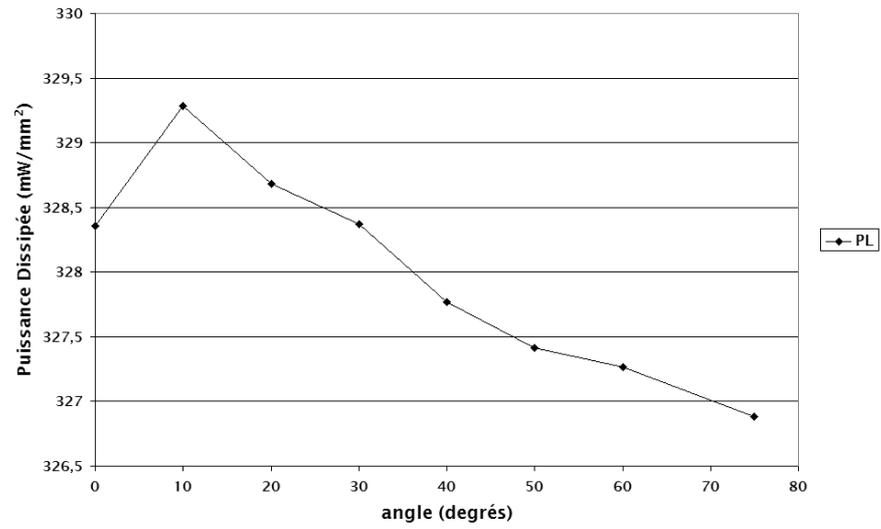


FIG. 8.29.: Angle des striations variable : évolution de la puissance dissipée par frottement

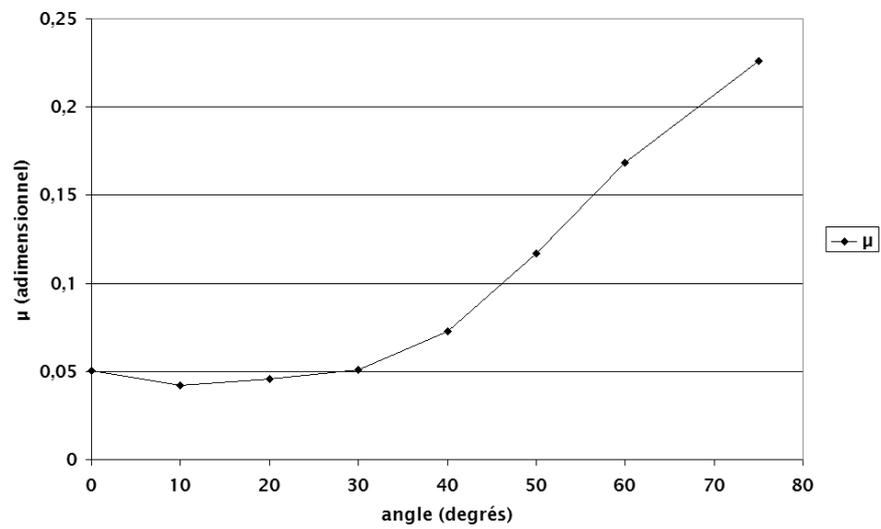
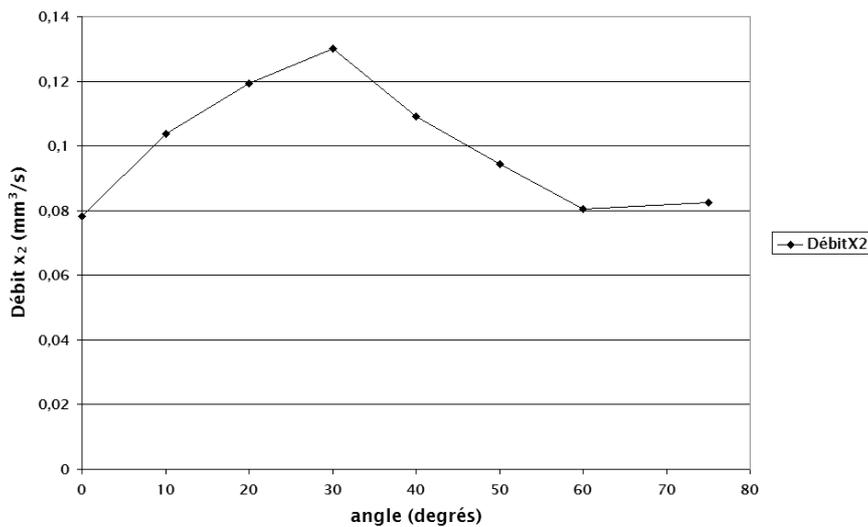


FIG. 8.30.: Angle des striations variable : évolution du coefficient de frottement

FIG. 8.31.: Angle des striations variable : évolution du débit sur l'axe x_2

Nous constatons une valeur maximale de ce débit pour un angle de striation d'environ 30° .

8.2.3. Interaction entre deux motifs voisins de la texture

Après avoir étudié dans les sections précédentes la géométrie des motifs élémentaires de la texture, nous allons nous intéresser à présent aux interactions entre les motifs voisins d'une texture périodique. Pour cela, nous allons analyser les résultats des simulations effectuées avec deux stries parallèles, lorsque l'on varie dans un premier temps l'écart longitudinal³ entre leurs centres, et dans un deuxième temps l'écart transversal ; les images correspondantes sont illustrées dans figure 8.32 page suivante. Le pas d'échantillonnage des images est de $3 \mu\text{m}/\text{pixel}$ et l'échelle des niveaux de gris de $0.1 \mu\text{m}/\text{niveau}$. Les stries, à profil triangulaire, font $60 \mu\text{m}$ d'épaisseur, $150 \mu\text{m}$ de longueur et $6 \mu\text{m}$ de profondeur.

L'image de la figure 8.32(a) page suivante représente les stries à écart longitudinal variable. Les deux stries sont parallèles et centrées sur le même axe longitudinal ; l'écart est progressivement augmenté de $90 \mu\text{m}$ (30 pixels) jusqu'à $540 \mu\text{m}$ (180 pixels).

L'écartement transversal variable est illustré par l'image de la figure 8.32(b) page suivante. Les deux stries sont parallèles, sur le même axe longitudinal, et espacées de $120 \mu\text{m}$ (40 pixels) ; l'écart transversal est progressivement augmenté de 0 à $240 \mu\text{m}$.

Les paramètres utilisés pour les simulations sont les mêmes que ceux du tableau 8.5 page 165. Nous représentons dans la figure 8.33 page suivante la puissance dissipée par frottement en fonction de l'écart longitudinal entre les stries. La puissance dissipée par frottement ne présente pas de variation significative avec l'accroissement de l'écart lon-

³dans le sens de l'écoulement du fluide.

8. Optimisation des textures de surface

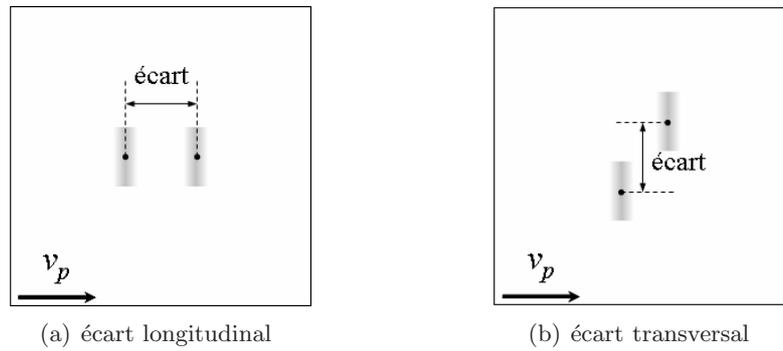


FIG. 8.32.: Interaction entre deux motifs voisins de la texture : variation du positionnement

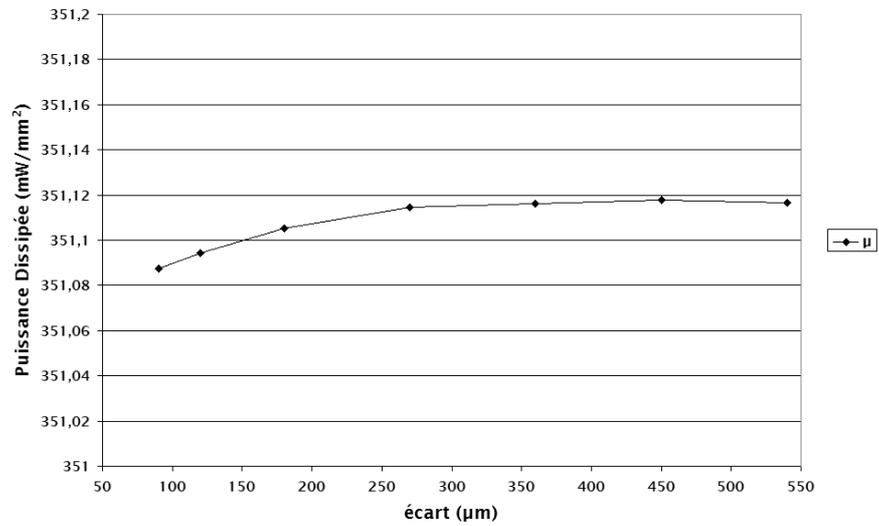


FIG. 8.33.: Écart longitudinal variable : évolution de la puissance dissipée par frottement

gitudinal, les variations représentées sur le graphique étant inférieures au centième de pour cent.

La figure 8.34 représente la variation du coefficient de frottement avec l'écart longitudinal. Cette mesure montre une très forte interaction entre les stries pour des faibles

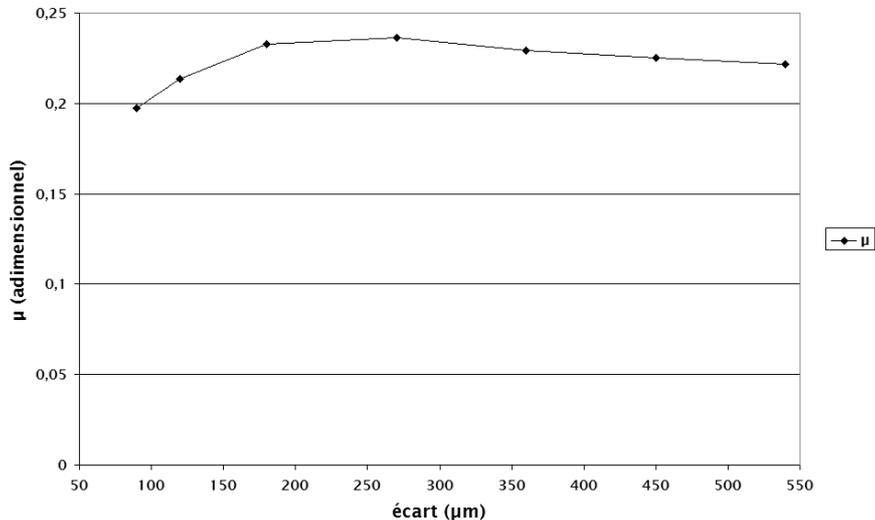


FIG. 8.34.: Écart longitudinal variable : évolution du coefficient de frottement

écarts ; le coefficient de frottement est faible lorsque les stries sont très rapprochées et connaît des valeurs maximales pour des écarts de l'ordre de $270 \mu m$, valeurs dues à une diminution locale de la charge. Il faut donc des écarts supérieurs à $400 \mu m$ entre les stries successives de la texture afin de ne pas réduire la charge et augmenter le coefficient de frottement.

La courbe de variation de la puissance dissipée par frottement en fonction de l'écart transversal entre les stries est représentée dans la figure 8.35 page suivante. La variations de cette mesure sont cette fois-ci inférieures aux dixième de pour cent, négligeables donc, comme pour le graphique de la figure 8.33 page ci-contre.

En analysant l'évolution du coefficient de frottement, figure 8.36 page suivante, nous retrouvons un maximum global⁴ pour un écart transversal d'environ $120 \mu m$, qui correspond à l'écart pour lequel il y a encore recouvrement longitudinal des deux stries. Ce sont encore une fois les interactions au niveau des champs de pression générés par les stries qui conduisent à la diminution locale de la charge. Lors de la disposition périodiques des motifs, il faut donc soit les aligner, soit les écarter transversalement suffisamment pour qu'il n'y ait plus de recouvrement longitudinal.

La disposition des motifs d'une texture périodique, et notamment leur écartement transversal, peut avoir une influence considérable sur les flux de lubrifiant qu'elle engendre. La figure 8.37 page 187 trace l'évolution du débit sur l'axe x_2 en fonction de

⁴pour la plage des écarts étudiés.

8. Optimisation des textures de surface

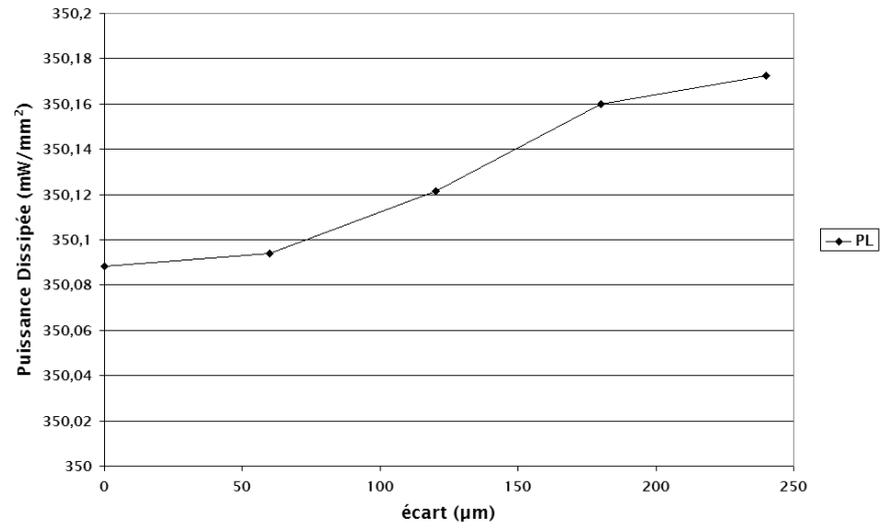


FIG. 8.35.: Écart transversal variable : évolution de la puissance dissipée par frottement

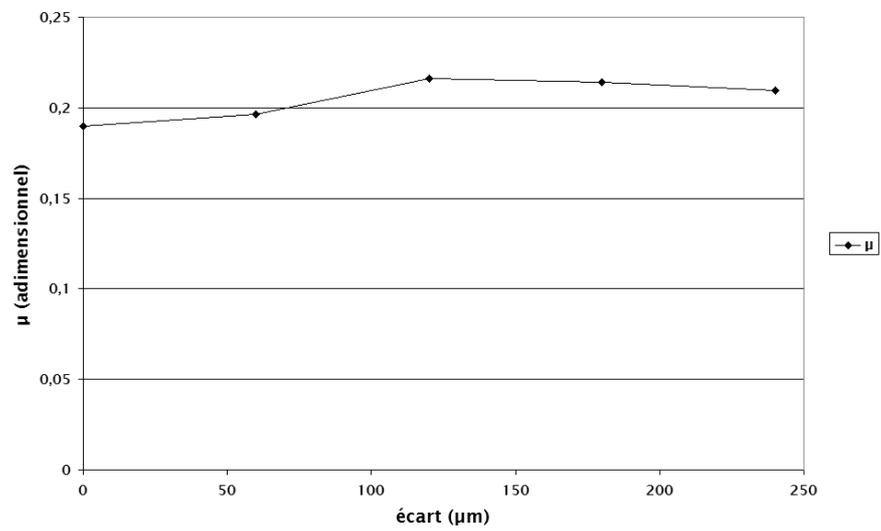


FIG. 8.36.: Écart transversal variable : évolution du coefficient de frottement

l'écart transversal.

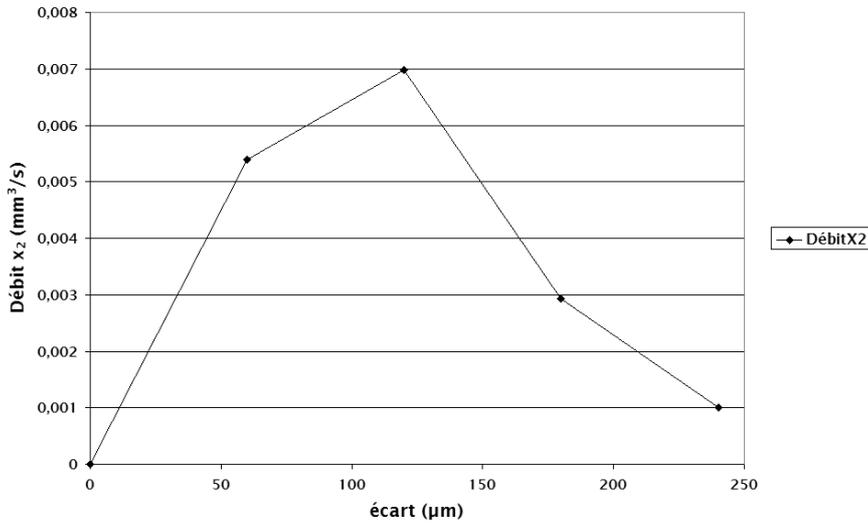


FIG. 8.37.: Écart transversal variable : débit sur l'axe x_2

Comme nous pouvons le constater, cette courbe comporte aussi un maximum global autour de la valeur de 120 μm , écart qui correspond à la limite de recouvrement transversal des deux stries. Lorsque il n'y a plus de recouvrement, pour un écart de 180 μm , le débit transversal chute. On peut donc jouer sur ce paramètre, pour les textures discontinues périodiques, afin d'obtenir le débit transversal souhaité. Il faut également noter une valeur du débit transversal nulle, comme on pouvait s'y attendre, pour des stries alignées sur le même axe longitudinal (écart nul).

8.2.4. Volume d'huile par unité de surface optimal

Un paramètre qui s'est révélé crucial pour les performances des textures de surface, et qui a fait l'objet de nombreux tests expérimentaux, est le volume d'huile par unité de surface (V_{hs}), paramètre introduit dans la section 3.2 page 54.

L'importance de ce paramètre a été également discutée par Pfestorf et al. [48] et Popp et al. [49]. Ronen et al. [34] ont examiné les réductions de frottement apportées au niveau du contact piston-chemise par la gravure laser de micro-pores circulaires sur la surface des segments. À l'aide des modèles théoriques qu'ils ont développés, les auteurs ont fait notamment une recherche paramétrique, validée ensuite expérimentalement, afin de déduire les paramètres géométriques optimaux de la texture, comme la densité des pores et le rapport profondeur/diamètre (ε , figure 8.38(a) page suivante) d'un pore.

Pour notre définition de la texture, ces deux paramètres se retrouvent dans le taux de cavités et le volume d'huile par unité de surface. Pour un taux de cavités bien défini, l'augmentation progressive de la profondeur des pores p , et donc du rapport ε , a pour effet l'accroissement linéaire du V_{hs} . Afin d'analyser l'influence de ce paramètre sur le

8. Optimisation des textures de surface

frottement, nous allons donc simuler des textures périodiques de pores circulaires à profil trapézoïdal et à profondeur variable. La figure 8.38 illustre une représentation 2D du pore élémentaire (figure 8.38(a)) et une vue d'ensemble de la texture globale (figure 8.38(b)). Les textures laser de Ronen et al. [34] comportaient des pores à profil hémisphérique ;

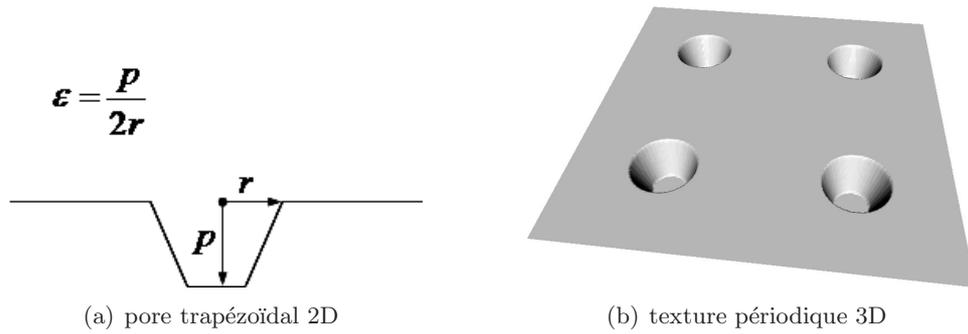
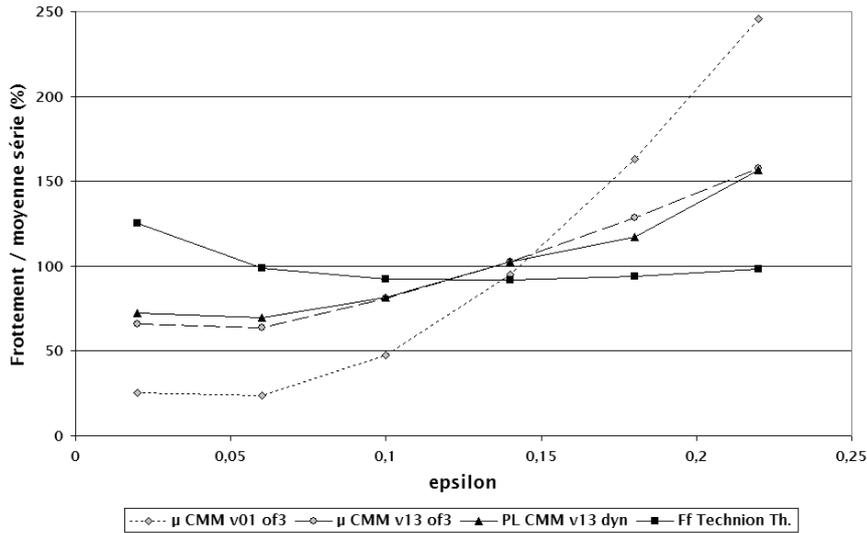


FIG. 8.38.: Texture périodique de surface : pores à profil trapézoïdal disposés en maille rectangulaire

pour des raisons pratiques, nous avons choisi d'utiliser un profil trapézoïdal, assez proche de la forme du profil original. Le pas d'échantillonnage des images est de $2 \mu\text{m}/\text{pixel}$ et l'échelle des niveaux de gris de $0.1 \mu\text{m}/\text{niveau}$. Le rayon des pores est de $50 \mu\text{m}$ et la profondeur varie de $2 \mu\text{m}$ à $26 \mu\text{m}$, ce qui conduit à une variation du rapport ε de 0.02 à 0.26 et à une variation du V_{hs} de 0.125 à $1.625 \mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$.

La figure 8.39 page ci-contre représente quatre séries de variations du frottement hydrodynamique en fonction du rapport ε , et donc du V_{hs} . Les simulations ont été effectuées avec la méthode de calcul *NS-p*.

FIG. 8.39.: V_{hs} optimal : comparaison des résultats

La série μ CMM v01 of3 trace l'évolution du coefficient de frottement μ donné par le modèle de prédiction pour des simulations effectuées avec les surfaces décrites précédemment, pour une vitesse du segment de 1 m/s et une épaisseur du contact fixe de $3 \mu\text{m}$. La série suivante, μ CMM v13 of3, reprend les mêmes mesures, mais cette fois-ci pour une vitesse du segment plus importante de 13 m/s ($\sim 3000 \text{ t/mn}$). L'axe des ordonnées représente des valeurs du frottement normalisées, en %; afin de pouvoir comparer des mesures distinctes entre elles et obtenues dans des conditions légèrement différentes, nous avons divisé les valeurs de chaque série par la valeur moyenne de la série correspondante. Les séries obtenues pour les deux valeurs de vitesse, 1 m/s et 13 m/s , illustrent des courbes de variation différentes, avec un effet plus marqué de l'accroissement du V_{hs} sur le frottement pour la série μ CMM v13 of3. La valeur optimale dans les deux cas correspond à $\varepsilon = 0.06$, donc à $V_{hs} = 0.375 \mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$.

Nous avons décidé d'effectuer également une série de mesures de la puissance dissipée par frottement, mais dans une configuration de contact dynamique, telle qu'elle a été décrite dans la section 6.1.3 page 100. Même si nous ne disposons pas d'information sur la pression exercée par le segment sur le film lubrifiant, nous avons utilisé la charge exercée par le premier échantillon ($V_{hs} = 0.125 \mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$, $\varepsilon = 0.02$), obtenue avec une épaisseur de contact de $3 \mu\text{m}$, à la place de cette pression; la valeur de la charge utilisée est de 3.905 bar et l'épaisseur du contact pour chaque échantillon de surface sera obtenue de façon dynamique, afin d'équilibrer cette pression. La série des mesures, obtenue pour une vitesse de 13 m/s , est désignée par PL CMM v13 dyn dans la figure 8.39. Nous remarquons une corrélation quasi-totale entre μ CMM v13 of3 et PL CMM v13 dyn; comme nous l'avions présumé dans la section 7.3.2.6 page 150, le coefficient de frottement est donc une mesure bien adaptée à classifier des surfaces dans une configuration de contact dynamique.

8. Optimisation des textures de surface

Finalement, la série désignée par Ff Technion Th. représente la courbe de variation de la force de frottement en fonction de ε retrouvée par l'analyse de Ronen et al. [34]. Les auteurs trouvent une valeur optimale pour $\varepsilon = 0.14$, alors que la valeur optimale trouvée par notre étude se situe autour de $\varepsilon = 0.06$. Ces différences pourraient s'expliquer par l'utilisation de conditions de fonctionnement différentes dans les simulations.

8.3. Optimisation stochastique de formes

Nous allons dédier cette section à la description d'un processus d'optimisation stochastique des textures de surface. L'étude sera restreinte à l'optimisation de la géométrie du motif élémentaire des textures périodiques.

Nous disposons d'un modèle numérique de prédiction du frottement hydrodynamique. Ce modèle sera utilisé, en tant que fonction de coût, dans l'élaboration d'un outil d'optimisation stochastique de formes ; une première description de cet outil à été publiée dans [76].

Le principal avantage de cette approche stochastique est l'exploration d'un large espace de recherche des solutions, contrairement ce que les approches déterministes offrent usuellement. En revanche, ceci conduit souvent à des calculs complexes et longs, ce qui en constitue son inconvénient majeur. De plus, le choix des paramètres de l'algorithme génétique est difficile et souvent basé sur des essais longs.

8.3.1. Modélisation

Supposons qu'on veuille optimiser une forme représentée par une ouverture \mathcal{S} dans une surface lisse \mathcal{R} , comme l'illustre la figure 8.40. Le processus d'optimisation est contrôlé par une fonction de coût f et restreint par une série de contraintes \mathcal{C} :

- \mathcal{S} est connexe ;
- \mathcal{S} a un volume V et une surface ouverte S_s ;
- la profondeur en chaque point de \mathcal{S} peut varier entre d_{min} et d_{max} .

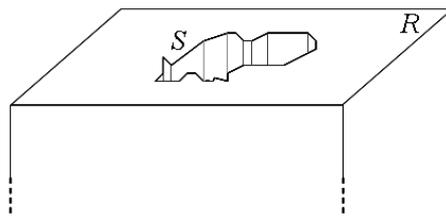


FIG. 8.40.: Forme 3D à optimiser

Dans notre cas, la fonction de coût f sera donc une mesure donnée par l'outil de prédiction du frottement, appliqué à \mathcal{S} respectant les contraintes \mathcal{C} .

8.3.2. Méthodes d'optimisation

Le problème d'optimisation modélisé dans la section précédente ne peut pas être résolu par la voie déterministe. En effet, \mathcal{S} peut prendre des formes géométriques difficiles à définir de façon analytique ; de plus, dans notre cas, l'irrégularité et l'aspect numérique de la fonction de coût font qu'il est impossible d'établir des relations déterministes entre \mathcal{S} et f . Par conséquent, afin de ne pas apporter des simplifications supplémentaires, nous allons discrétiser l'espace de recherche et employer des méthodes d'optimisation *stochastiques*.

Une discrétisation d'une forme \mathcal{S} quelconque est représentée dans la figure 8.41(a). Dans cette représentation 2D, la profondeur en chaque point de l'ouverture \mathcal{S} est codée

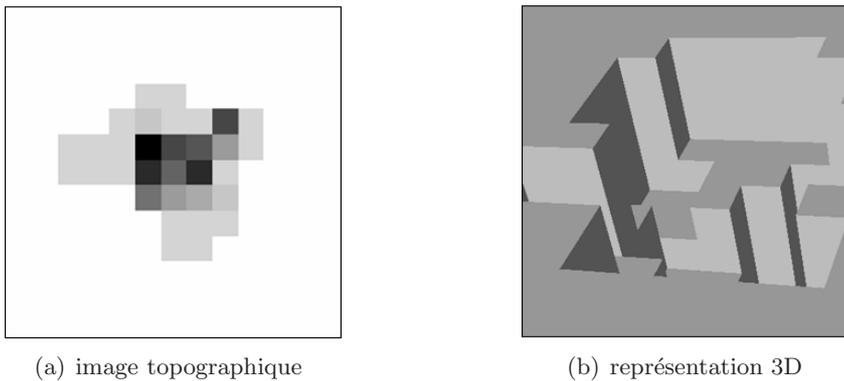


FIG. 8.41.: Représentation discrète (grossière) du motif à optimiser : les zones sombres sont en creux

par des niveaux de gris (8 bits) et le fond blanc représente la surface lisse \mathcal{R} . Une représentation 3D est illustrée dans la figure 8.41(b).

Parmi les méthodes d'optimisation stochastique les plus courantes, adaptées à notre problème, nous trouvons les *Algorithmes Génétiques* (AG) [67, 71] et le *Recuit simulé* (RS) [69] ; nous allons utiliser ici les algorithmes génétiques, l'adaptation des méthodes de recuit simulé dans notre cas étant similaire.

8.3.3. Optimisation sous contraintes par Algorithmes Génétiques

Les algorithmes génétiques [67, 71] sont des algorithmes d'optimisation s'appuyant sur des techniques dérivées de la génétique et des mécanismes d'évolution de la nature : croisements, mutations, sélections. Ils appartiennent à la classe des algorithmes évolutionnaires.

Une population d'individus est modifiée successivement d'une génération à l'autre. Chaque individu (*chromosome*) est codé sous la forme d'une chaîne de *gènes* et chaque gène peut avoir différentes valeurs (*allèles*). La figure 8.42 page suivante représente les composants de base d'un algorithme génétique.

8. Optimisation des textures de surface

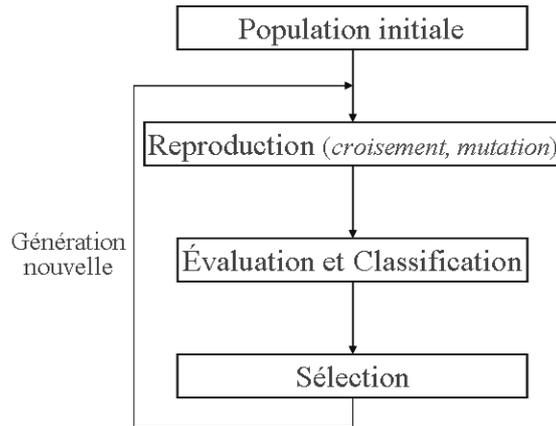


FIG. 8.42.: Algorithmes génétiques : le schéma général classique

L'opérateur de *croisement*, la clé de la performance des algorithmes génétiques, consiste dans l'échange de matériel génétique entre deux chromosomes parents, permettant ainsi des combinaisons bénéfiques de parents.

La *mutation* est un processus où une allèle d'un gène est remplacée aléatoirement par une autre, donnant naissance à un chromosome différent. Bien que la mutation soit un opérateur génétique courant, son rôle est souvent mal jugé en étant associé à un générateur de nouveaux individus. Pourtant, ce rôle est bien assuré par le croisement, à une seule condition : l'opérateur de croisement doit disposer d'une gamme d'allèles complète. En effet, une fois qu'une allèle a disparu de la population, l'opérateur de croisement n'a pas la possibilité de la réintroduire. Par conséquent, la mutation est un opérateur de fond, assurant la diversité des allèles, pour que l'algorithme ne reste pas bloqué dans des optima locaux.

La *fonction de coût*, elle attribue à chaque individu une mesure de performance, en vue de la sélection dans une nouvelle génération. En ce qui concerne le critère d'arrêt, il est souvent choisi comme étant un seuil pour la faible variance de la population.

8.3.3.1. Fonction d'adaptation pénalisée

La méthode la plus utilisée pour intégrer des contraintes dans un algorithme génétique consiste à les incorporer dans la fonction de coût [70] et de garder un codage standard des individus. On pourrait alors utiliser la règle de *l'alphabet minimal* de Goldberg [67] et coder les pixels en niveaux de gris de l'individu sur 8 bits, comme l'illustre la figure 8.43 page ci-contre. Étant donné un ordre de parcours de l'image, le codage consiste dans la concaténation des codes binaires des pixels dans l'ordre choisi. C'est une approche similaire au codage des masques de filtres morphologiques, tel qu'il est décrit par Harvey et Marshall [74, 75].

Une fois le codage terminé, on soustrait à la fonction de coût une fonction de pénalité, proportionnelle au degré de violation des contraintes et l'algorithme est prêt à fonctionner.

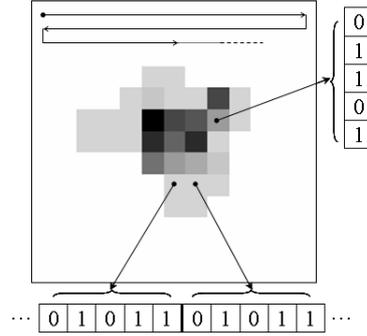


FIG. 8.43.: Algorithmes génétiques : codage standard d'une image

8.3.3.2. Algorithmes génétiques adaptés au domaine de recherche

Malgré la simplicité de l'approche décrite précédemment, d'après Schoenauer et Xanthakis [72] la meilleure façon d'intégrer les contraintes dans un algorithme génétique est d'adapter les opérateurs génétiques, la fonction de coût et l'espace de recherche aux contraintes. Nous allons donc suivre cette voie et apporter des modifications au codage et aux opérateurs génétiques.

En tenant compte des contraintes géométriques sévères \mathcal{C} (section 8.3.1 page 190) que les individus doivent satisfaire, le codage le plus approprié est celui illustré par l'image en niveaux de gris de la figure 8.41(a) page 191 et pas celui utilisant l'alphabet minimal (figure 8.43). En effet, une représentation des individus par des chaînes binaires rendrait la vérification des contraintes très difficile. Les chromosomes sont donc des images en niveaux de gris et les gènes correspondent aux pixels de l'image. Sans aucune contrainte sur le motif, la taille de l'espace des solutions serait dans ce cas égal à $(2^{n_b})^{N_i}$, N_i étant la taille de l'image (en pixels) et n_b le nombre de bits utilisés pour coder les pixels.

L'intégration des contraintes dans l'algorithme sera donc effectuée lors de la génération de nouveaux individus et lors de la reproduction. Par conséquent, lors de chaque genèse d'un nouvel individu, les contraintes sont vérifiées et donc la population entière les satisfait.

En tenant compte de la représentation des individus choisie, nous avons défini trois opérateurs de reproduction sous contraintes, qui sont illustrés dans la figure 8.44 page suivante et qui assurent le rôle à la fois du croisement et de la mutation. Le premier, R_1 , opère une permutation de deux gènes différentes de \mathcal{S} , comme l'illustre la figure 8.44(a) page suivante. R_2 est le deuxième opérateur, qui modifie la forme de l'ouverture de \mathcal{S} , en déplaçant un pixel frontalier du motif dans une position frontalière différente (figure 8.44(b) page suivante). Le troisième opérateur, R_3 , est représenté dans la figure 8.44(c) page suivante. Il diminue la profondeur en un point de \mathcal{S} , choisi de façon aléatoire, et augmente ensuite la profondeur en un ou plusieurs points de \mathcal{S} , différents du premier, afin de garder la contrainte volumique satisfaite.

D'un point de vue fonctionnel, R_3 est un pur opérateur de mutation, puisque'il permet d'introduire des allèles absentes dans la population. Quant aux opérateurs R_1 et R_2 , ils

8. Optimisation des textures de surface

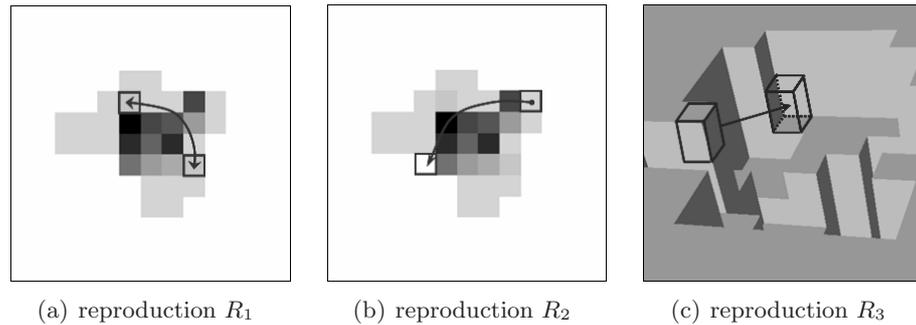


FIG. 8.44.: Les opérateurs de reproduction sous contraintes

vont assurer le rôle de l'opérateur croisement, en exploitant les mutations bénéfiques.

8.3.4. L'outil d'optimisation stochastique de formes

L'algorithme génétique présenté au cours des sections précédentes a été codé en C++ et dispose d'une interface simple en mode texte. Dans l'annexe A.4 page 226 nous présentons de manière succincte, par l'algorithme A.4 page 226, les grandes étapes de l'outil d'optimisation stochastique de formes.

L'outil reçoit en entrée les paramètres du motif à optimiser :

- taille de l'image, en pixels ;
- surface S_s et volume V du motif, en voxels ;
- contraintes de connexité ou de convexité.

Les paramètres de l'algorithme génétique font également partie des données d'entrée :

- taille de la Population courante, Population d'élite, Population de reproduction, et de la Population aléatoire ;
- probabilités des opérateurs de reproduction R_1 , R_2 et R_3 ;
- optimisation élitiste⁵ ou non.

La fonction de coût utilisée pour l'optimisation stochastique des formes est donc le modèle numérique de prédiction du frottement introduit dans le chapitre 4 page 71. Les paramètres du contact pour cette fonction seront également des données d'entrée. Ce modèle fournira une mesure du frottement⁶ engendré par \mathcal{S} lorsqu'elle est en contact hydrodynamique avec une plaque lisse mobile \mathcal{P} . Cette mesure sera donc la performance tribologique caractéristique de \mathcal{S} .

8.3.5. Tests et résultats

Nous allons à présent décrire les résultats obtenus à l'aide de l'outil d'optimisation stochastique. Le tableau 8.7 page suivante contient un exemple de jeu de paramètres d'entrée ; le motif à optimiser a une profondeur variable et doit satisfaire les contraintes

⁵les meilleurs individus choisis survivent d'une génération à la suivante.

⁶puissance dissipé ou coefficient de frottement.

8.3. Optimisation stochastique de formes

\mathcal{C} , les trois opérateurs de reproduction sont utilisés et l'algorithme est élitiste, c.à.d. qu'une population des 26 meilleurs motifs survient d'une génération à l'autre.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
Taille individu	64 pixels	Population	128
Surface motif S_s	128 pixels	Population d'élite	26
Volume motif V	1408 voxels	Population de reproduction	51
Profondeur minimale d_{min}	6 niveaux	Population aléatoire	51
Profondeur maximale d_{max}	22 niveaux	Probabilité reproduction R_1	0.6
Contraintes géométriques	oui	Probabilité reproduction R_2	0.7
Connexité	oui	Probabilité reproduction R_3	0.8
Convexité	non	Survie population d'élite	oui

TAB. 8.7.: Optimisation stochastique : les paramètres de l'algorithme génétique

Nous avons choisi de travailler avec des images de surface relativement petites (64×64) ; ceci est dû principalement à la fonction de coût onéreuse. L'espace des solutions, sans aucune contrainte sur le motif, serait constitué dans ces conditions d'environ 1.4×10^{9864} individus ; cette valeur très conséquente montre bien l'utilité des contraintes et justifie le choix de les intégrer dans la définition des opérateurs génétiques, afin de réduire cet espace.

Le tableau 8.8 contient les paramètres de simulation qui seront utilisés par la fonction de coût.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_p	10.0 m/s	l_1	128.0 μm
p_1	1.013 bar	l_2	128.0 μm
p_2	1.013 bar	l_3	3.0 μm
ρ	888.0 kg/m^3	$\Delta x_{1,2}$	2.0 $\mu m/pixel$
ν	$15.0 \times 10^{-6} m^2/s$	Δx_3	0.25 $\mu m/niveau$

TAB. 8.8.: Optimisation stochastique : paramètres du contact

Les mesures physiques fournies en sortie seront la puissance dissipée par frottement, la force de frottement surfacique, la charge sur le segment et le coefficient de frottement. Les critères de sélection utilisés seront alternativement la puissance dissipée et le coefficient de frottement. Le sens de mouvement du segment sera de gauche vers la droite pour la suite de résultats présentés. Compte tenu de la nature de l'espace de recherche et des algorithmes stochastiques utilisés, nous ne disposons pas d'un critère d'arrêt bien défini. Un critère possible serait une faible variance des individus de la population, mais cette option pourrait arrêter l'optimisation dans une zone d'optimum local, il ne vas donc pas être utilisé.

8.3.5.1. Profondeur du motif constante

Pour simplifier la procédure d'optimisation, nous avons décidé de travailler dans un premier temps seulement avec des motifs à profondeur constante. Ceci est réalisable en imposant la même valeur d pour les contraintes d_{min} et d_{max} et les opérateurs de reproduction R_1 et R_3 sont automatiquement éliminés ; seule la forme de l'ouverture de \mathcal{S} est optimisée dans ce cas. Par ailleurs, cette simplification permet de réduire considérablement la taille de l'espace de recherche. Sans contrainte de connexité, cette taille est donnée par les combinaisons C_k^n , n étant le nombre de pixels de l'image et k le nombre de pixels du motif. Pour ce test $n = 64 \times 64$ et $k = 128$, ce qui donne un espace de recherche de $C_{128}^{4096} \simeq 8 \times 10^{245}$ individus, valeur qui reste considérable.

Le tableau 8.9 présente l'évolution de la géométrie du motif pour une optimisation sans contrainte de connexité. L'individu initial est une forme géométrique convexe simple et

Motif	Résultat	Valeur
	Génération	1
	Coût	0.855483
	-----	-----
	Puissance dissipée	189.917201 mW/mm^2
	Force de frottement	408.597257 <i>millibar</i>
	Charge	1.691308 <i>bar</i>
	Génération	1784
	Coût	0.845557
	-----	-----
	Puissance dissipée	187.713619 mW/mm^2
	Force de frottement	405.658561 <i>millibar</i>
	Charge	1.327370 <i>bar</i>
	Génération	2185
	Coût	0.845110
	-----	-----
	Puissance dissipée	187.614322 mW/mm^2
	Force de frottement	405.462205 <i>millibar</i>
	Charge	1.303239 <i>bar</i>
	μ	1.398201

TAB. 8.9.: Optimisation stochastique : profondeur du motif constante, sans contrainte de connexité, fonction de coût - puissance dissipée par frottement

la mesure de coût est la puissance dissipée par frottement, normalisée par une constante. Nous observons une dislocation du motif, en parallèle avec un allongement suivant l'axe de mouvement du segment. La réduction de la puissance dissipée totale enregistrée est de l'ordre de 1.21% après 2185 générations.

Le tableau 8.10 illustre le même processus d'optimisation, cette fois-ci avec une contrainte de connexité en plus. On constate encore une fois un allongement du motif, connexe, sui-

Motif	Résultat	Valeur
	Génération	1
	Coût	0.855483
	-----	-----
	Puissance dissipée	189.917201 mW/mm^2
	Force de frottement	408.597257 <i>millibar</i>
	Charge	1.691308 <i>bar</i>
	μ	0.602600
	Génération	704
	Coût	0.845429
	-----	-----
	Puissance dissipée	187.685265 mW/mm^2
	Force de frottement	405.800079 <i>millibar</i>
	Charge	1.301913 <i>bar</i>
	μ	1.405792
	Génération	1658
	Coût	0.845003
	-----	-----
	Puissance dissipée	187.590740 mW/mm^2
Force de frottement	405.456178 <i>millibar</i>	
Charge	1.216923 <i>bar</i>	
μ	1.990726	

TAB. 8.10.: Optimisation stochastique : profondeur du motif constante, avec contrainte de connexité, fonction de coût - puissance dissipée par frottement

vant l'axe de l'écoulement. La réduction de la puissance dissipée totale enregistrée est de l'ordre de 1.24% après 1658 générations ; cette valeur est supérieure à celle enregistrée sans contrainte de connexité, et est obtenue en moins d'itérations. Outre les changements au niveau de la géométrie du motif, l'application de la contrainte de connexité est bénéfique en accélérant la convergence.

Comme il a été discuté précédemment, la puissance dissipée et le coefficient de frottement sont deux mesures qui caractérisent des configurations de contact différentes. Nous avons donc voulu observer l'évolution du processus d'optimisation, avec contrainte de connexité, lorsque la mesure de coût est le coefficient de frottement ; le tableau 8.11 page suivante présente cette évolution. Nous ne retrouvons plus l'allongement constaté lors de l'optimisation utilisant la puissance dissipée comme mesure de coût (tableau 8.10). L'évolution du motif illustre une dislocation, tout en restant connexe, vers des structures de taille plus petite ; cette évolution est génératrice d'une augmentation de charge importante, puisqu'elle varie de 1.691 à 2.841 *bar* en 1324 générations, soit une réduction

8. Optimisation des textures de surface

Motif	Résultat	Valeur
	Génération	1
	Coût	0.602600

	Puissance dissipée	189.917201 mW/mm^2
	Force de frottement	408.597257 <i>millibar</i>
	Charge	1.691308 <i>bar</i>
	Génération	103
	Coût	0.356107

	Puissance dissipée	193.565210 mW/mm^2
	Force de frottement	410.369659 <i>millibar</i>
	Charge	2.165627 <i>bar</i>
	Génération	1324
	Coût	0.224532

	Puissance dissipée	195.876785 mW/mm^2
	Force de frottement	410.391461 <i>millibar</i>
	Charge	2.841012 <i>bar</i>
	μ	0.224532

TAB. 8.11.: Optimisation stochastique : profondeur du motif constante, avec contrainte de connexité, fonction de coût - coefficient de frottement

du coefficient de frottement de presque 300%.

Finalement, dans le tableau 8.12 nous présentons l'évolution de l'optimisation lorsque une contrainte supplémentaire de convexité du motif est appliquée.

Motif	Résultat	Valeur
	Génération	1
	Coût	0.855483
	-----	-----
	Puissance dissipée	189.917201 <i>mW/mm²</i>
	Force de frottement	408.597257 <i>millibar</i>
	Charge	1.691308 <i>bar</i>
μ	0.602600	
	Génération	417
	Coût	0.846796
	-----	-----
	Puissance dissipée	187.988706 <i>mW/mm²</i>
	Force de frottement	405.861424 <i>millibar</i>
	Charge	1.529268 <i>bar</i>
μ	0.786525	
	Génération	1126
	Coût	0.844110
	-----	-----
	Puissance dissipée	187.392327 <i>mW/mm²</i>
	Force de frottement	404.413040 <i>millibar</i>
	Charge	1.380553 <i>bar</i>
μ	1.101035	

TAB. 8.12.: Optimisation stochastique : profondeur du motif constante, avec contrainte de convexité, fonction de coût - puissance dissipée par frottement

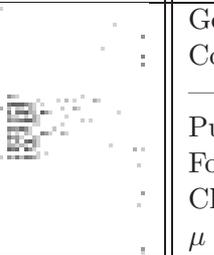
Nous avons choisi une définition de la convexité discrète facile à implémenter dans notre cas, celle des polygones convexes détaillée dans [73]. Nous obtenons ici aussi un alignement du motif avec le déplacement du segment. La réduction de la puissance dissipée enregistrée est de l'ordre de 1.33% après 1126 générations, supérieure à celle obtenue sans contrainte de convexité (1.24%), tout en faisant appel à moins de générations. Ceci indique que l'introduction de la contrainte de convexité est également bénéfique pour la convergence et que l'espace de recherche ainsi réduit est prometteur.

En conclusion, on peut souligner les différences entre les géométries optimales obtenues avec comme fonction de coût la puissance dissipée d'une part et le coefficient de frottement d'autre part. Ceci montre l'importance du choix du critère d'optimisation et la possibilité de mener des processus multi-critères.

8.3.5.2. Profondeur du motif variable

Nous passons maintenant à l'optimisation de motifs à profondeur variable ; les contraintes d_{min} et d_{max} seront distinctes et prendront les valeurs du tableau 8.7 page 195. Dans un premier temps nous allons travailler sans contrainte de connexité ; l'espace de recherche dans ce cas est d'environ $17^{128} \cdot C_{128}^{4096} \simeq 2.5 \times 10^{403}$ individus, 17 représentant le nombre de niveaux de profondeur possibles pour chaque pixel (de 6 à 22). Le tableau 8.13 illustre l'évolution du processus d'optimisation. La mesure de coût utilisée est la puissance dissi-

Motif	Résultat	Valeur
	Génération	1
	Coût	0.861834

	Puissance dissipée	191.327079 <i>mW/mm²</i>
	Force de frottement	410.306352 <i>millibar</i>
	Charge	1.523801 <i>bar</i>
	Génération	3307
	Coût	0.844085

	Puissance dissipée	187.386846 <i>mW/mm²</i>
	Force de frottement	405.661356 <i>millibar</i>
	Charge	1.152868 <i>bar</i>
	Génération	6909
	Coût	0.843142

	Puissance dissipée	187.177571 <i>mW/mm²</i>
	Force de frottement	405.307459 <i>millibar</i>
	Charge	1.118660 <i>bar</i>
	μ	3.845046

TAB. 8.13.: Optimisation stochastique : profondeur du motif variable, sans contrainte de connexité, fonction de coût - puissance dissipée par frottement

par frottement. On retrouve une dislocation du motif, comme celle observée dans le tableau 8.9 page 196, mais également des alignements parallèles à l'axe de l'écoulement.

Ensuite, dans le tableau 8.14 page suivante nous représentons l'évolution du processus d'optimisation avec la contrainte de connexité en plus. La mesure de coût utilisée est à nouveau la puissance dissipée par frottement. On observe un léger allongement du motif suivant l'axe d'écoulement. Le gain en puissance dissipée observé après 1958 générations est de l'ordre de 2.23%, alors que sans contrainte de connexité le gain est de 2.17% après 6909 générations ; cette contrainte restreint l'espace de recherche et accélère donc la convergence.

Motif	Résultat	Valeur
	Génération	1
	Coût	0.861834

	Puissance dissipée	191.327079 mW/mm^2
	Force de frottement	410.306352 <i>millibar</i>
	Charge	1.523801 <i>bar</i>
	Génération	606
	Coût	0.843582

	Puissance dissipée	187.275189 mW/mm^2
	Force de frottement	405.255488 <i>millibar</i>
	Charge	1.135394 <i>bar</i>
	Génération	1958
	Coût	0.842549

	Puissance dissipée	187.045904 mW/mm^2
	Force de frottement	404.857048 <i>millibar</i>
	Charge	1.113388 <i>bar</i>
	μ	4.043003

TAB. 8.14.: Optimisation stochastique : profondeur du motif variable, avec contrainte de connexité, fonction de coût - puissance dissipée par frottement

8. Optimisation des textures de surface

Il faut également souligner que les valeurs minimales de puissance dissipée obtenues dans ce cas sont inférieures à celles observées pour une profondeur constante, avec contrainte de connexité ($187.590740 \text{ mW/mm}^2$).

Finalement, le tableau 8.15 représente l'évolution d'un processus d'optimisation où la forme du motif est figée, à savoir un rectangle aligné suivant l'axe de mouvement du segment. On peut observer ainsi l'évolution du profil du motif, la mesure de coût utilisée étant la puissance dissipée par frottement.

Motif	Résultat	Valeur
	Génération	1
	Coût	0.855483

	Puissance dissipée	189.917201 mW/mm^2
	Force de frottement	408.597257 <i>millibar</i>
	Charge	1.691308 <i>bar</i>
	Génération	1107
	Coût	0.845750

	Puissance dissipée	187.756442 mW/mm^2
	Force de frottement	406.467051 <i>millibar</i>
	Charge	1.286799 <i>bar</i>
	Génération	8792
	Coût	0.845135

	Puissance dissipée	187.620005 mW/mm^2
	Force de frottement	406.153391 <i>millibar</i>
	Charge	1.228021 <i>bar</i>
	μ	1.891103

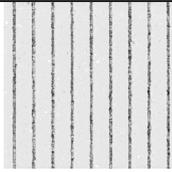
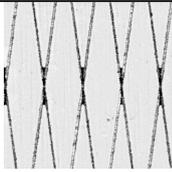
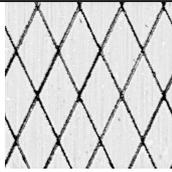
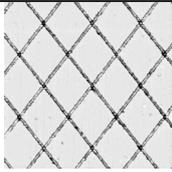
TAB. 8.15.: Optimisation stochastique : profondeur du motif variable, forme du motif figée (rectangulaire), fonction de coût - puissance dissipée par frottement

On peut remarquer notamment une création de zones plus profondes en amont de l'écoulement (de gauche à droite). Le gain en puissance dissipée observé après 8792 générations est relativement faible, de l'ordre de 1.21%.

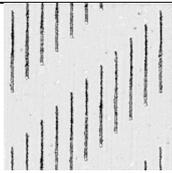
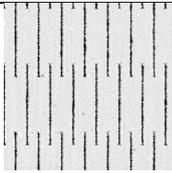
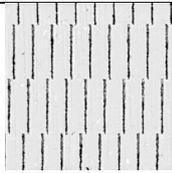
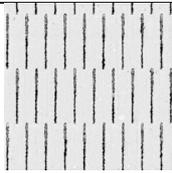
8.4. Nouvelles textures de surface

8.4.1. Nouvelle série ADEME

Dans la section 6.3 page 115 le modèle de prédiction a été confronté à des résultats expérimentaux réalisés sur tribomètre avec des échantillons de surfaces gravés laser. Cette série d'échantillons présentait quelques imperfections, dus précisément aux difficultés du processus de gravure laser. Nous avons mentionné, dans la section 6.3.1 page 116, les bavures produites par le laser mais aussi une forte variance du V_{hs} entre les échantillons et notamment entre la gravure continue et la gravure discontinue. Une nouvelle série d'échantillons a donc été tirée ; les échantillons laser continu sont représentés dans le tableau 8.16 et les laser discontinu dans le tableau 8.17. Le problème des bavures post-

Échantillon	L0	L15	L50	L75
Image				
Angle (°)	0	15	50	75
Ra plateaux (μm)	0.194	0.215	0.259	0.194
V_{hs} (μm)	1.247	1.269	1.937	1.411
T_s	0.405	0.395	0.428	0.393

TAB. 8.16.: Nouvelle série ADEME : les échantillons laser continu

Échantillon	g4	g5	lms1	lms2
Image				
Angle (°)	0	0	0	0
Ra plateaux (μm)	0.210	0.246	0.236	0.203
V_{hs} (μm)	1.148	1.458	1.523	1.346
T_s	0.385	0.403	0.402	0.398

TAB. 8.17.: Nouvelle série ADEME : les échantillons laser discontinu

gravure a été résolu, la texture des plateaux est bien plus homogène.

Une procédure d'homogénéisation du V_{hs} des échantillons, illustrée dans la figure 8.45 page suivante à été également entreprise. On peut constater que, hormis l'échantillon L50, la série des images originales (V_{hs}) est beaucoup plus homogène en termes de V_{hs} que les surfaces utilisées lors de la validation ADEME.

8. Optimisation des textures de surface

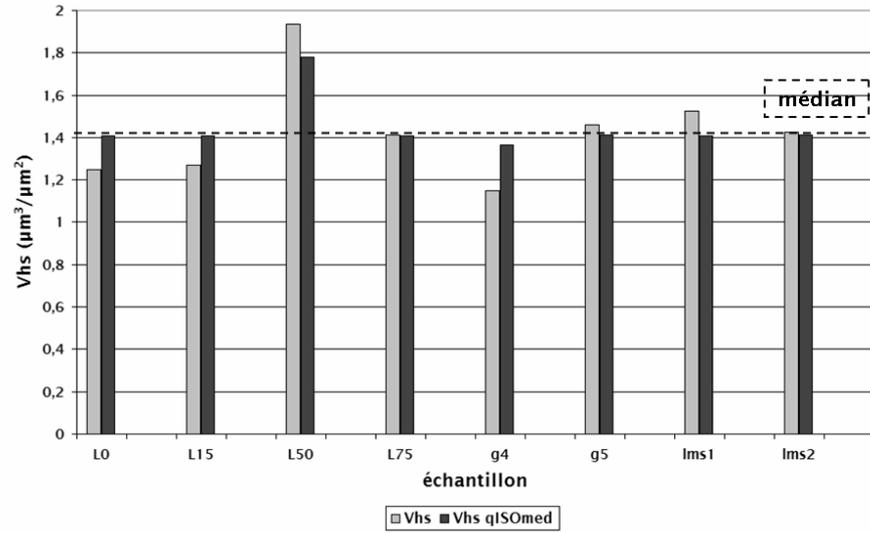


FIG. 8.45.: Homogénéisation des nouveaux échantillons ADEME : le V_{hs} avant (V_{hs}) et après (V_{hs} qISOmed) traitement

Cette nouvelle série a servi à des tests tribomètre en régime de lubrification mixte et limite (et non pas hydrodynamique), elle n'a donc pas pu être utilisée pour la phase de validation du modèle de prédiction. Cependant, les échantillons ont été soumis à des simulations, dans des conditions de fonctionnement de maquette SPC (tableau 8.18), afin de prédire leur performance.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
v_p	13.0 <i>m/s</i>	l_1	1536.0 μm
p_1	1.013 <i>bar</i>	l_2	1536.0 μm
p_2	1.013 <i>bar</i>	l_3	3.0 μm
ρ	888.0 <i>kg/m³</i>	$\Delta x_{1,2}$	6.0 $\mu m/pixel$
ν	15.0×10^{-6} <i>m²/s</i>	Δx_3	0.4044 $\mu m/niveau$

TAB. 8.18.: Prédiction des nouvelles surfaces ADEME : paramètres du contact

La figure 8.46 page suivante illustre trois séries de mesures : la force de frottement surfacique mesurée sur tribomètre sur l'ancienne série ADEME à 0.9 *m/s*, les coefficients de frottement estimés par le modèle de prédiction pour la série des anciens échantillons et pour une vitesse de 0.9 *m/s*, ainsi les coefficients de frottement estimés par le modèle pour la nouvelle série à une vitesse de 13 *m/s*. Pour pouvoir les comparer, chacune des trois séries est normalisée par la moyenne de la série, et les résultats sont représentés en pour cents. Globalement, l'ordre des échantillons à l'intérieur des séries continues et discontinues est préservé. On peut remarquer notamment les très bonnes performances de lms1, qui a gagné en V_{hs} dans la nouvelle série, et des performances moins bonnes

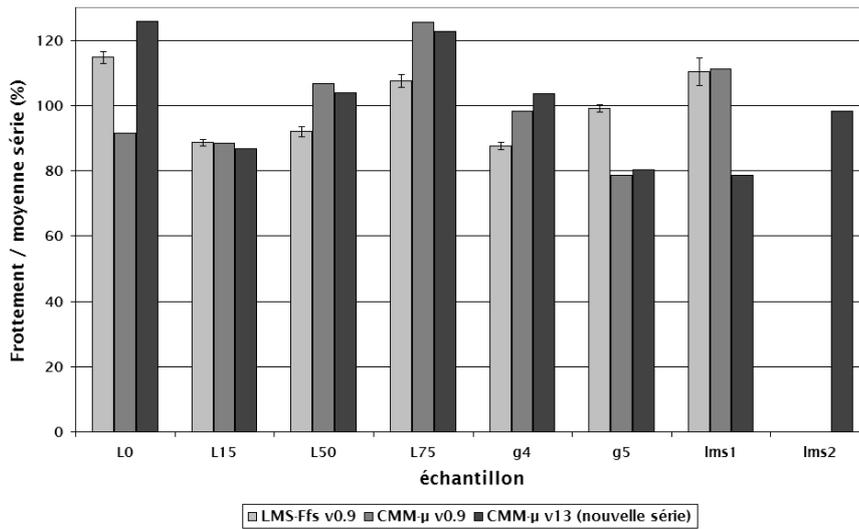


FIG. 8.46.: Nouvelle série ADEME : comparaison des coefficients de frottement avec les mesures expérimentales (LMS-Ffs v0.9) et les prédictions antérieures (CMM- μ v0.9)

pour L0, qui a perdu en V_{hs} . Les performances de L50, qui présente un V_{hs} très élevé par rapport à la moyenne, sont légèrement meilleures.

Les résultats en termes de débit d'huile transversal à la direction de mouvement du segment sont présentés dans la figure 8.47 page suivante. On peut remarquer des débits très importants pour les textures L15 et L75 et des valeurs très faibles notamment pour les stries continues à 0° L0. Les échantillons laser discontinu, malgré des stries gravées à 0° , génèrent des flux latéraux non-négligeables via l'alignement de motifs successifs, comme discuté dans la section 8.2.3 page 183.

8.4.2. Nouvelles textures de surface

Dans cette section nous allons simuler, à l'aide de l'outil de simulation sous contraintes, et soumettre aux tests des nouvelles textures de surface. Lors de la définition de ces nouvelles textures nous allons nous servir des résultats et des règles qui ont surgi tout au long des sections précédentes.

Si au cours des phases d'optimisation précédentes nous nous sommes intéressés avec prépondérance à la forme du motif élémentaire des textures périodiques de surface, ici nous allons tester les formes qui se sont avérées les plus intéressantes dans une distribution de type maille hexagonale, qui est la distribution la plus homogène. Lors de la description de l'outil de simulation de textures nous avons également évoqué des dispositions aléatoires ou semi-aléatoires des motifs ; nous avons également testé deux exemples de textures utilisant une disposition semi-aléatoire. Une attention particulière sera donnée aux mesures des débits de lubrifiant car l'agencement de plusieurs motifs permettra

8. Optimisation des textures de surface

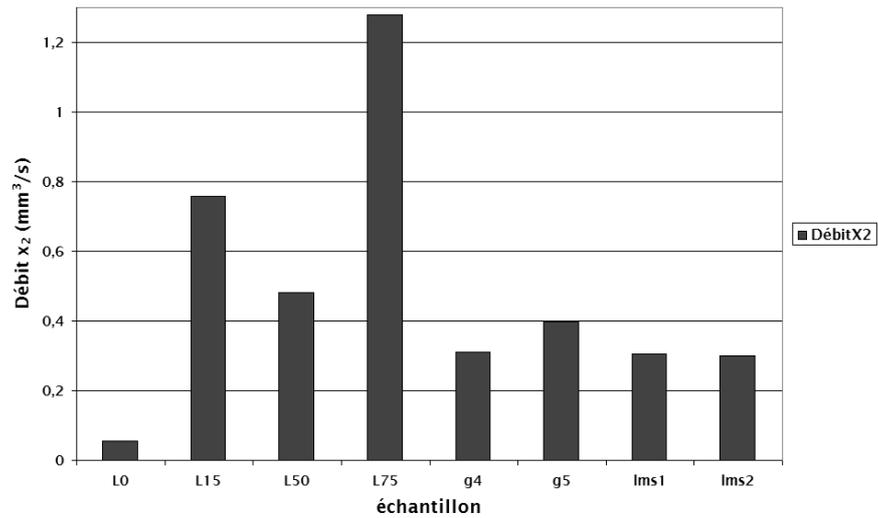


FIG. 8.47.: Nouvelle série ADEME : comparaison des débits sur l'axe x_2

d'obtenir des résultats plus réalistes.

La figure 8.48 page 208 illustre les différents types de textures testées. La première surface illustrée, figure 8.48(a), correspond à une texture laser continue avec des stries à profil trapézoïdal tirées à 15° ; c'est une texture du type L15 ADEME ou M50L15. Nous avons choisi cette texture car elle s'est révélée la plus intéressante, en tirage continu, lors des essais tribomètre ADEME ou sur moteur V6 allumé PREDIT ; nous disposons ainsi d'une référence qui nous permettra d'évaluer les performances des nouveaux dessins. Les paramètres géométriques de la texture sont : angle θ entre les stries de 15° , largeur strie de $45 \mu\text{m}$, longueur de strie $903 \mu\text{m}$, profondeur $7.33 \mu\text{m}$ et distance inter-motifs $5012 \mu\text{m}$.

La deuxième surface, figure 8.48(b), contient un motif strie trapézoïdal à 0° disposé en maille hexagonale. C'est une texture du type lms1, qui a donné des résultats très intéressants dans les tests tribomètre ADEME (section 6.3.3 page 125). Les paramètres géométriques de la texture sont : angle θ d'inclinaison 0° , largeur de strie $60 \mu\text{m}$, longueur de strie $150 \mu\text{m}$, profondeur $10 \mu\text{m}$ et distance inter-motifs $628 \mu\text{m}$.

La troisième et la quatrième surface utilisées sont du type lms1, comme celle de la figure 8.48(b) page 208, mais ici nous avons changé l'angle d'inclinaison, pour toutes les stries, de 0 à 10° (8.48(c)) et à 20° (8.48(d)) afin d'observer l'impact sur les performances en frottement et surtout sur les débits de lubrifiant.

La figure 8.48(e) illustre la cinquième texture utilisée, qui est basée sur le motif losange 60° trapézoïdal qui s'est révélé le plus intéressant dans la comparaison des motifs géométriques simples de la section 8.2.1 page 173 ; la disposition du motif est en maille hexagonale. Les paramètres géométriques de la texture sont : angle β du losange 60° , arrête $72 \mu\text{m}$, profondeur $12 \mu\text{m}$ et distance inter-motifs $628 \mu\text{m}$.

La sixième texture illustrée dans la figure 8.48(f), est composée d'un motif circulaire à

profil trapézoïdal disposé en maille hexagonale. Nous avons choisi ce motif car il est le plus isotrope, mais aussi parce qu'il s'est révélé le plus générateur de charge hydrodynamique lors de la comparaison de la section 8.2.1 page 173. Les paramètres géométriques de la texture sont : rayon $56 \mu m$, profondeur $12 \mu m$, distance inter-motifs $628 \mu m$.

Lors de la définition des textures de synthèse, nous avons essayé d'utiliser les enseignements tirés au cours des sections précédentes. Ainsi, la valeur du V_{hs} utilisée est en moyenne de $0.24 \mu m^3/\mu m^2$, assez proche de la valeur optimale trouvée dans la section 8.2.4 page 187 de $0.375 \mu m^3/\mu m^2$. L'épaisseur caractéristique des motifs utilisés varie entre $45 \mu m$ pour la strie L15 et $125 \mu m$ pour le losange 60° ; ces valeurs sont bien supérieures aux valeurs optimales, entre 12 et $18 \mu m$, trouvées dans la section 8.1.2 page 160 pour le filtrage des stries. Elles sont néanmoins dans une plage de valeurs qui correspond à des faibles coefficients de frottement.

Nous avons donc envisagé de travailler également avec de motifs plus petits. Les deux dernières images de la figure 8.48 page suivante illustrent deux nouvelles textures en maille hexagonale, utilisant des motifs circulaires de rayons $36 \mu m$ (figure 8.48(g)) et $12 \mu m$ (figure 8.48(h)). La disposition de ces deux derniers motifs génère des distances inter-motifs de respectivement $422 \mu m$ et $142 \mu m$.

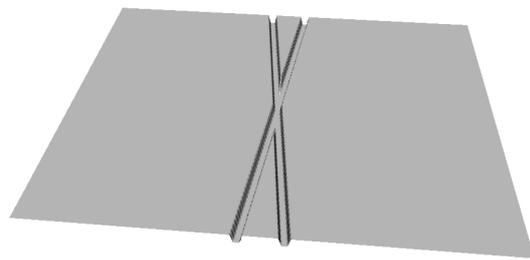
Finalement, les quatre textures illustrées dans la figure 8.49(b) page 209 utilisent les motifs losange 60° et circulaires précédents, mais dans une disposition semi-aléatoire. Le comparatif des caractéristiques rugosimétriques de l'ensemble des textures testées est donné dans le tableau 8.19. Ces textures ont été générées de façon à contenir le même V_{hs} .

Texture	V_{hs} ($\mu m^3/\mu m^2$)	T_s (%)	Ra (μm)
stries continues 15° (L15)	0.248	4.21	0.476
strie 0° - maille hexagonale (lms1)	0.240	3.12	0.465
strie 10° - maille hexagonale	0.236	2.82	0.459
strie 20° - maille hexagonale	0.247	2.99	0.479
losange 60° - maille hexagonale	0.227	2.87	0.441
losange 60° - disposition semi-aléatoire	0.227	2.87	0.441
cercle 56 - maille hexagonale	0.241	3.26	0.465
cercle 56 - disposition semi-aléatoire	0.241	3.26	0.465
cercle 36 - maille hexagonale	0.234	2.68	0.455
cercle 36 - disposition semi-aléatoire	0.234	2.68	0.455
cercle 12 - maille hexagonale	0.245	2.35	0.479
cercle 12 - disposition semi-aléatoire	0.245	2.35	0.479

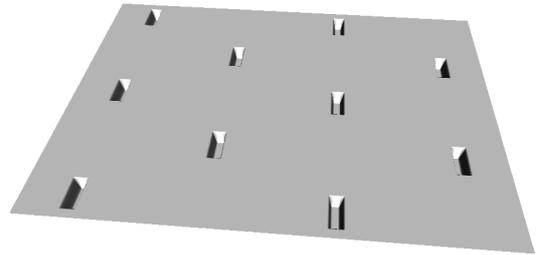
TAB. 8.19.: Nouvelles textures périodiques : caractéristiques rugosimétriques des textures de synthèse iso V_{hs}

Pour la texture strie 10° -maille hexagonale, nous avons utilisé un angle de 10° qui correspond à l'optimum trouvé dans la section 8.2.2 page 176. De même, la distance inter-motifs moyenne dans la disposition hexagonale utilisée est de $628 \mu m$; cette valeur

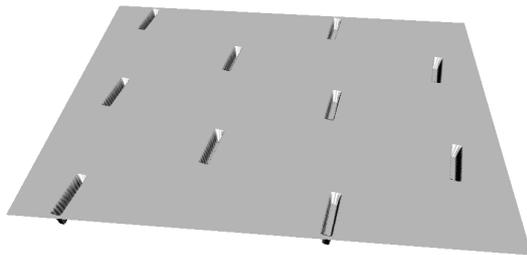
8. Optimisation des textures de surface



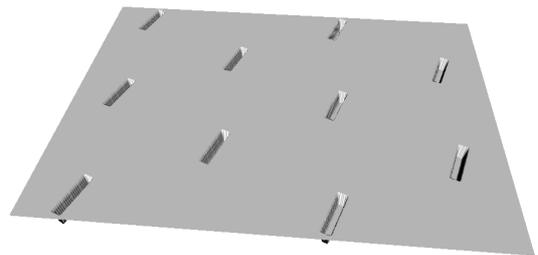
(a) stries continues 15° (L15)



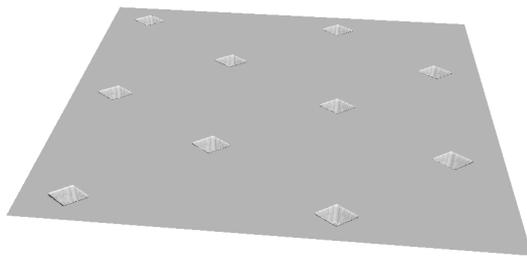
(b) strie 0° - maille hexagonale (lms1)



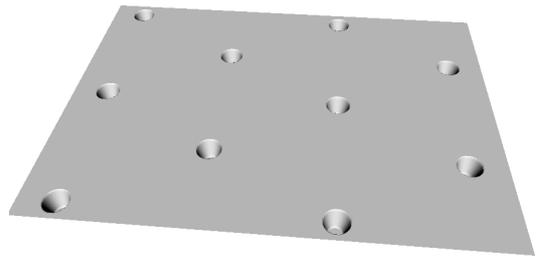
(c) strie 10° - maille hexagonale



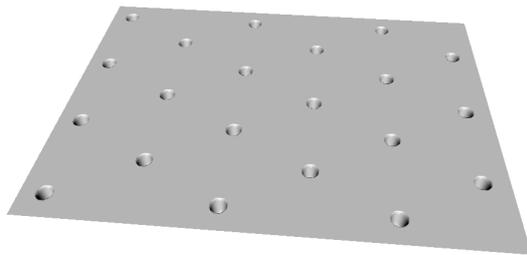
(d) strie 20° - maille hexagonale



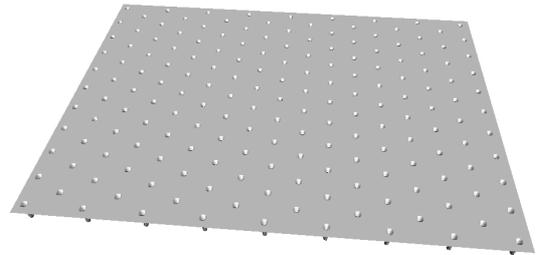
(e) losange 60° - maille hexagonale



(f) cercle 56 - maille hexagonale



(g) cercle 36 - maille hexagonale



(h) cercle 12 - maille hexagonale

FIG. 8.48.: Nouvelles textures de surface : représentations 3D des textures de synthèse périodiques

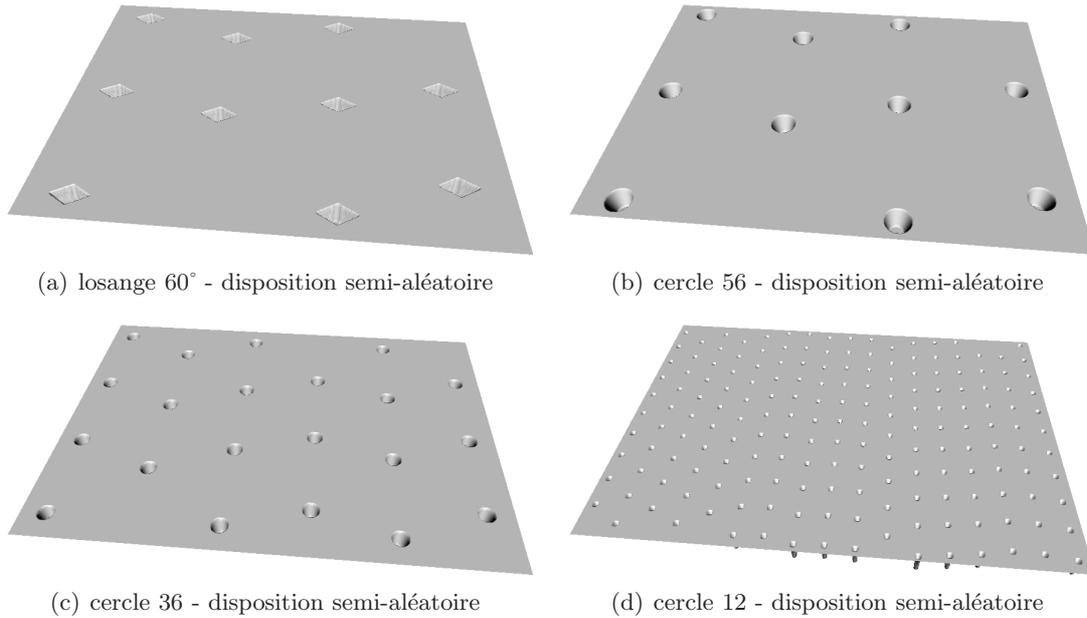


FIG. 8.49.: Nouvelles textures de surface : représentations 3D des textures de synthèse en disposition semi-aléatoire

correspond à des écarts longitudinaux et transversaux entre les motifs bien supérieurs aux valeurs à éviter ($\sim 270 \mu m$) données par les graphiques des figures 8.34 page 185 et 8.36 page 186. Pour la dernière texture cercle12-maille hexagonale (figure 8.48(h)) en revanche, les distances inter-motifs autour de $140 \mu m$ peuvent causer des effets comme ceux discutés dans la section 8.2.3 page 183.

On passe à présent à la discussion des résultats. Les conditions de fonctionnement des simulations sont proches de celles d'une maquette SPC, similaires à celles données par le tableau 8.6 page 174. Par ailleurs, il faut indiquer que pour les textures périodiques (maille hexagonale) les simulations pourraient faire appel à une seule période, à condition d'utiliser des conditions périodiques sur l'axe x_2 .

Dans la figure 8.50 page suivante nous présentons une comparaison des puissances dissipées par frottement pour les textures testées. Nous obtenons les meilleurs performances pour les textures L15 et strie20°-maille hexagonale ; ces valeurs pourraient néanmoins être légèrement biaisées par les valeurs du V_{hs} sensiblement supérieures, notamment pour L15. Les différences trouvées, à l'échelle du modèle de prédiction, sont assez faibles, de l'ordre de 0.4 %. Il faut également noter que les textures à disposition semi-aléatoire sont légèrement meilleures en termes de puissance dissipée.

Dans la figure 8.51 page suivante on représente une deuxième mesure associée au frottement, la force de frottement par unité de surface. Ce comparatif suit à peu de différences près la tendance de la puissance dissipée par frottement. Le gain observé pour la surface L15, la meilleure, par rapport à la texture strie10°-maille hexagonale, la

8. Optimisation des textures de surface

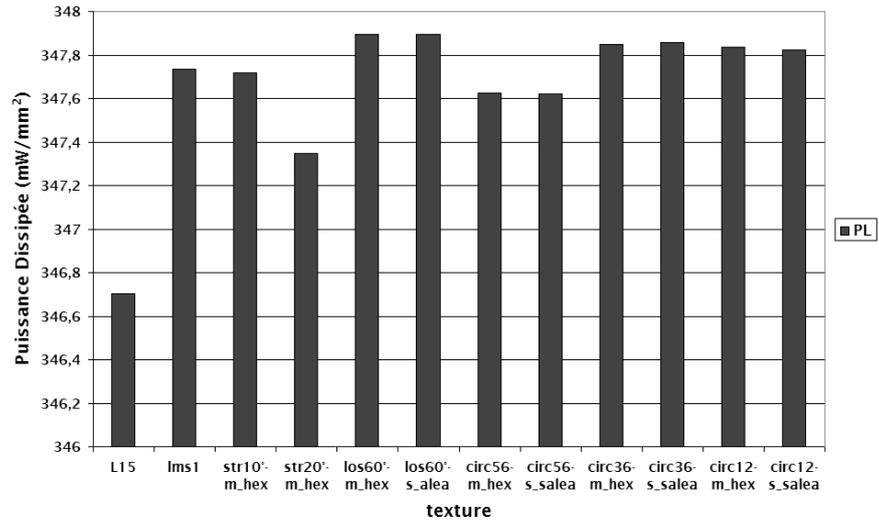


FIG. 8.50.: Nouvelles textures de surface : comparaison des puissances dissipées par frottement

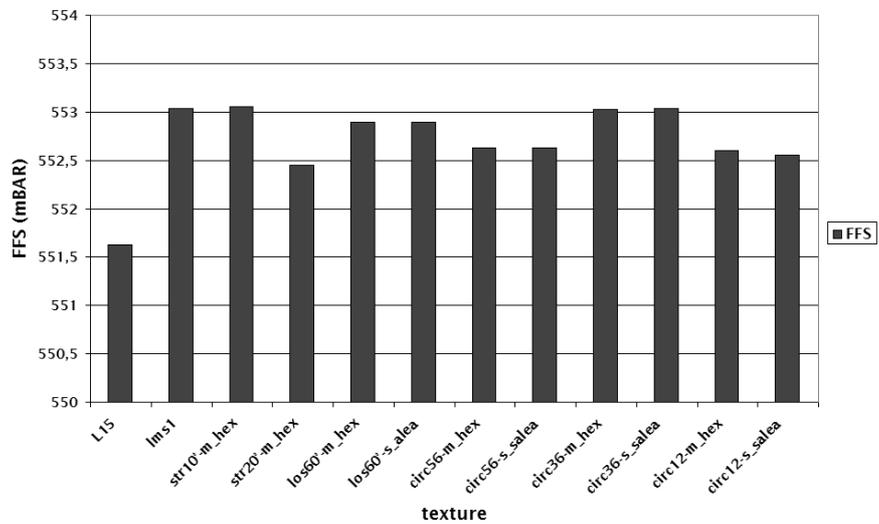


FIG. 8.51.: Nouvelles textures de surface : comparaison des forces de frottement par unité de surface

pire, est faible, d'environ 0.26 %. Nous notons les performances comparables de la strie 0°-maille hexagonale (lms1) et de la strie10°-maille hexagonale. Là encore, le décalage aléatoire des motifs se montre légèrement bénéfique.

A l'aide de ces premiers résultats, il serait intéressant d'établir une corrélation avec les performances moteur réelles. Dans la section 7.3.3 page 150 une corrélation a été établie entre les gains en force de frottement observés par le modèle pour des surfaces de chemise réelles et des gains obtenu sur moteur V6 allumé. Cette corrélation attribuait à un gain du modèle de 3.7 % un gain sur moteur V6 allumé de 9.2 % (4.9 g CO₂/km). Pour les mêmes paramètres de simulation utilisés (tableau 6.12 page 128), on retrouve ici des gains de seulement 0.26 %, ce qui correspondrait, pour une loi de corrélation linéaire, à des gains de PMF sur moteur V6 de l'ordre de 0.65 %.

Ce sont des valeurs extrêmement faibles; quelles seraient les causes? Il est difficile de répondre à cette question; les paramètres de simulation sont sensiblement les mêmes, les valeurs absolues retrouvées sont comparables, autour de 550 millibar, les valeurs de V_{hs} sont également comparables, la différence principale est le fait de travailler avec des surfaces de synthèse, sans rugosité sur les plateaux. La rugosité des plateaux serait-elle un facteur amplificateur pour la force de frottement générée par la texture? C'est possible, et pour s'en assurer on pourrait effectuer un test en additionnant aux textures de synthèse une rugosité fine, réelle ou simulée, d'environ 0.2 μm de Ra . Une étude de ce type fera le sujet de la section suivante.

Par ailleurs, une analyse similaire a déjà été effectuée; il s'agit de l'étude de l'influence de la rugosité de la section 8.1.1 page 156 de ce chapitre. Dans cette étude nous avons superposé une rugosité plus fine, de 0.5 μm de Ra , à plusieurs rugosités en dent de scie de périodes et amplitudes variables. La figure 8.4 page 158 présentait les résultats en termes de force de frottement par unité de surface; nous remarquons bien un accroissement des fortes valeurs par l'addition de la rugosité fine et inversement, une diminution même, légère, pour les faibles valeurs. Concrètement, le gain de la surface 16 01 par rapport à 16 05 passe de 51.8 % à 54.2 % avec l'addition de la micro-rugosité. L'hypothèse précédente semble donc se confirmer, mais elle reste à vérifier également pour les nouvelles textures testées ici.

Les valeurs des charges hydrodynamiques exercées par les différentes textures à travers le film lubrifiant sont données dans la figure 8.52 page suivante. On observe notamment une diminution de la charge pour les dispositions semi-aléatoires.

Les coefficients de frottement associés sont donnés dans la figure 8.53 page suivante. Les textures les plus performantes, selon ce critère, sont le losange 60°-maille hexagonale et le cercle56-maille hexagonale, puisque ce sont eux qui génèrent le plus de charge. Le gain en μ observé, au niveau du modèle uniquement, est assez conséquent, soit d'environ 66% par rapport à L15. Cette fois-ci, les stries discontinues à 0° se montrent plus performantes que celles à 10° ou 20° car elles génèrent plus de charge.

On s'attendait à retrouver des coefficients de frottement très faibles pour les textures à motifs cercle12, comme le prévoit l'étude de la rugosité de la section 8.1.2 page 160; ce n'est pas le cas, à cause d'une faible charge hydrodynamique due au rapprochement trop important des motifs ($\sim 140 \mu m$).

Finalement, pour analyser les performances en consommation d'huile, les figures 8.54

8. Optimisation des textures de surface

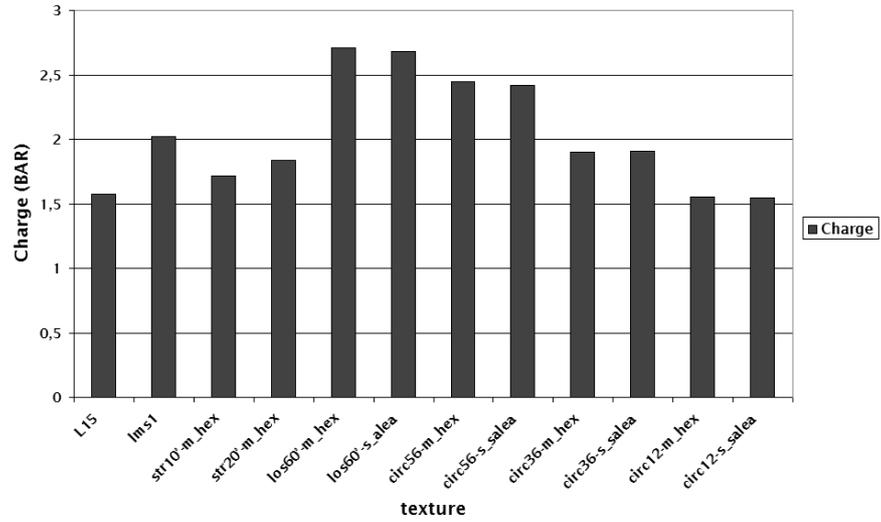


FIG. 8.52.: Nouvelles textures de surface : comparaison des charges hydrodynamiques exercées sur le segment

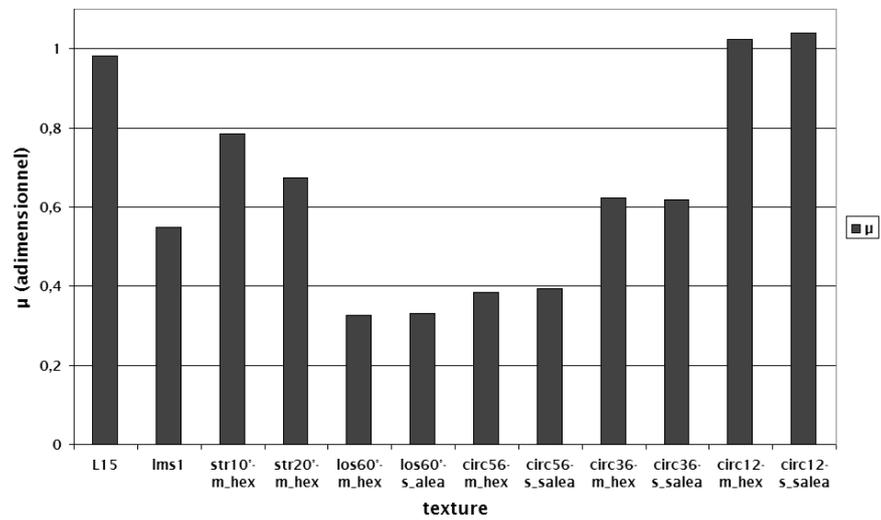


FIG. 8.53.: Nouvelles textures de surface : comparaison des coefficients de frottement

et 8.55 page suivante illustrent les comparatifs des débits d'huile suivant les axes x_1 et x_2 .

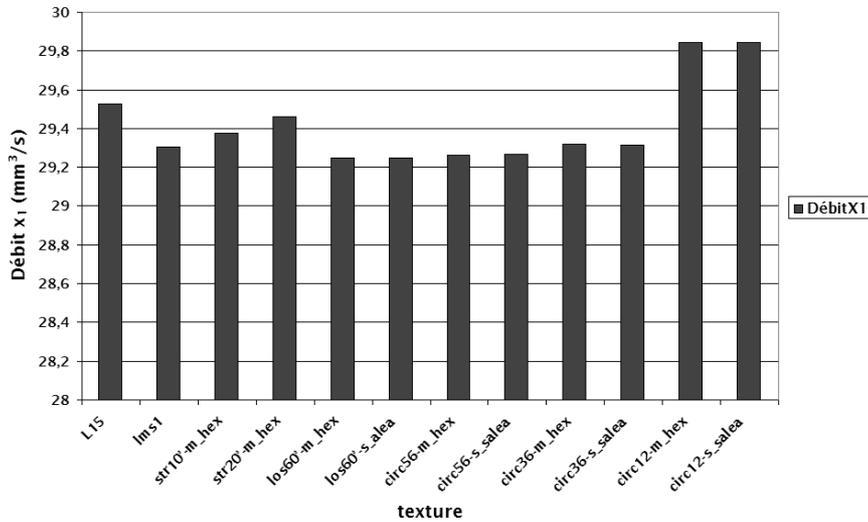


FIG. 8.54.: Nouvelles textures de surface : comparaison des débits sur l'axe x_1

De manière générale, la valeur du débit sur x_1 varie inversement avec la puissance dissipée par frottement ; la texture L15 qui génère la moindre puissance dissipée et donc la plus permissive, sur cet axe.

Sur l'axe x_2 les résultats sont très différents. Les débits sont très faibles, sauf ceux engendrés par les textures strie10° et strie20° en maille hexagonale ; l'inclinaison des stries, même discontinues, a donc l'effet escompté et augmente le débit transversal. De plus, la valeur de ce débit est même comparable aux valeurs enregistrées sur l'axe x_1 . Nous pouvons également constater l'effet attendu pour la disposition semi-aléatoire, à savoir la réduction du débit transversal par la destruction des alignements des motifs.

Analyse locale Nous terminons cette section par une analyse locale des cartes de frottement et des champs de pression. La figure 8.56 page 215 illustre les cartes de frottement correspondant à des simulations avec les surfaces cercle56-maille hexagonale, cercle56-disposition semi-aléatoire et cercle12-maille hexagonale. Nous remarquons des pics importants de puissance dissipée pour la simulation sur la texture dotée de motifs cercle12.

Dans la figure 8.57 page 216 nous représentons les champs de pression correspondant aux trois simulations ci-dessus citées. Le nombre de pics de pression participant à créer la charge hydrodynamique est multiplié avec l'accroissement du nombre de motifs, en revanche leur intensité diminue considérablement ce qui explique la chute de la charge hydrodynamique pour les textures à motifs cercle12.

8. Optimisation des textures de surface

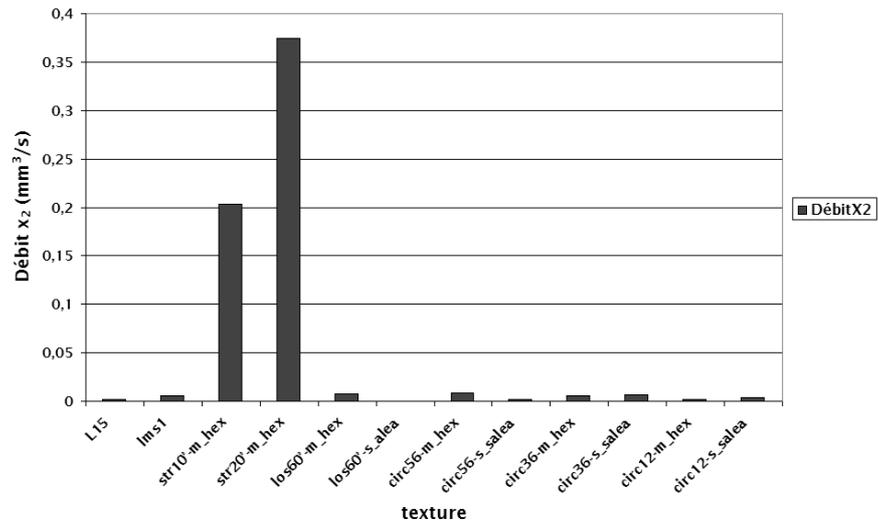


FIG. 8.55.: Nouvelles textures de surface : comparaison des débits sur l'axe x_2

8.4.3. Rugosité des plateaux

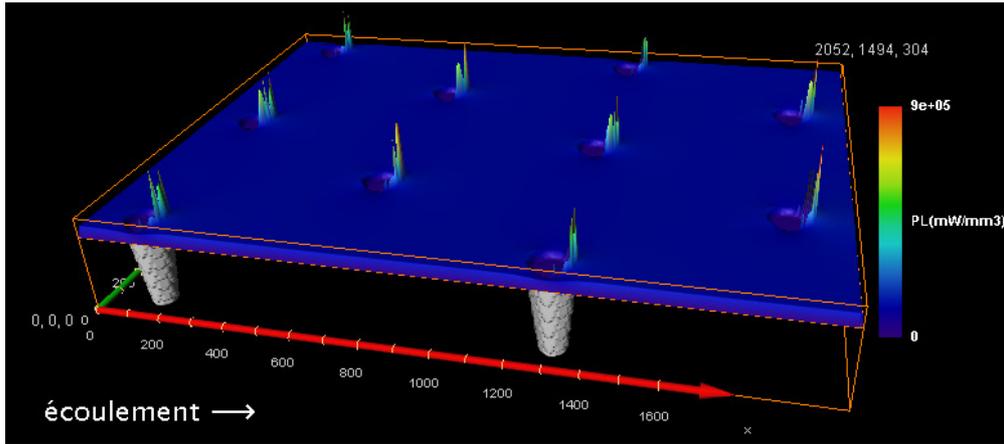
Comme il a été annoncé précédemment, dans cette section on va essayer de voir si la rugosité des plateaux joue un rôle amplificateur pour le frottement. Pour cela, deux des textures de synthèse analysées précédemment ont été choisies, `lms1` et `cercle56-maille hexagonale` (figure 8.48 page 208); ensuite, plusieurs types de rugosités de plateaux, simulées ou prélevées sur des images de surfaces réelles, seront rajoutées à ces textures.

La figure 8.58 page 217 représente cinq rugosités de plateaux différentes et un exemple d'image obtenue par l'addition d'une rugosité simulée à la texture `lms1` (figure 8.58(f) page 217).

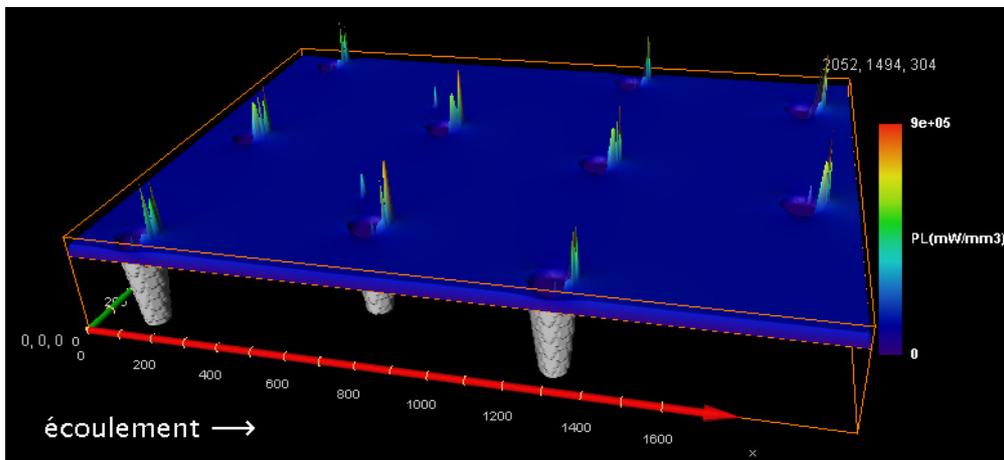
La première rugosité (figure 8.58(a) page 217) est obtenue en utilisant un modèle de feuilles mortes (Matheron [66], Jeulin [68]), à l'aide d'un échantillon de rugosité de plateaux prélevé sur la navette M50L50 PREDIT (figure 7.1 page 132). Une deuxième rugosité est modélisée d'une manière analogue, mais cette fois-ci à partir d'un échantillon de rugosité de plateaux prélevé sur une texture L50 ADEME.

Finalement, trois rugosités de plateaux sont générées par l'outil de simulation de surfaces striées présenté dans la section 2.3 page 34 qui utilise un modèle de surface aléatoire. Les paramètres de simulation ont été réglés de façon à obtenir des valeurs de Ra d'environ 0.1, 0.2 et 0.3 μm , pour une densité de stries fixée à 0.9 μm^{-1} .

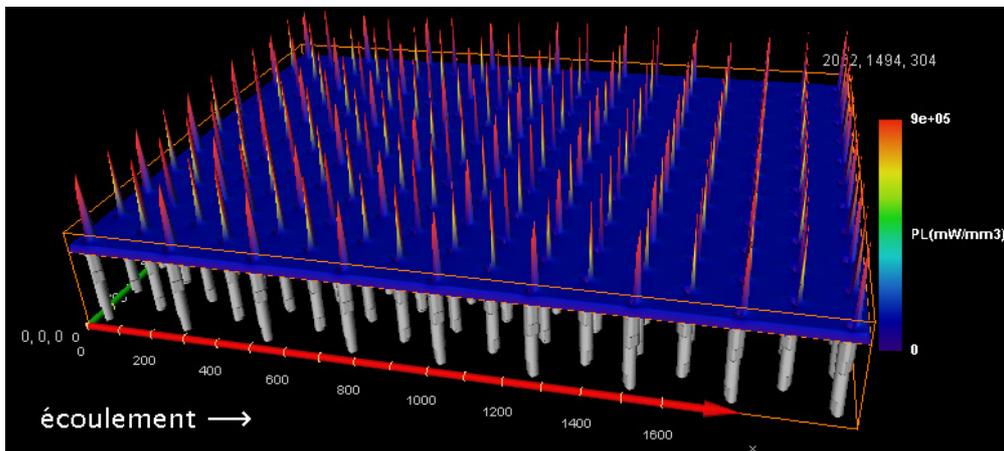
Les résultats des simulations (force de frottement) effectuées sur les textures `lms1` (série `lms1`) et `cercle56-maille hexagonale` (série `circ56-m_hex`) utilisant les rugosités de plateaux précédentes sont illustrés dans la figure 8.59 page 218. Une troisième série (plat) contient les résultats obtenus sur des surfaces contenant uniquement la rugosité des plateaux. Enfin, le premier échantillon (lisse) correspond aux mesures sur les textures initiales, sans rugosité de plateaux.



(a) simulation sur la texture cercle 56 - maille hexagonale



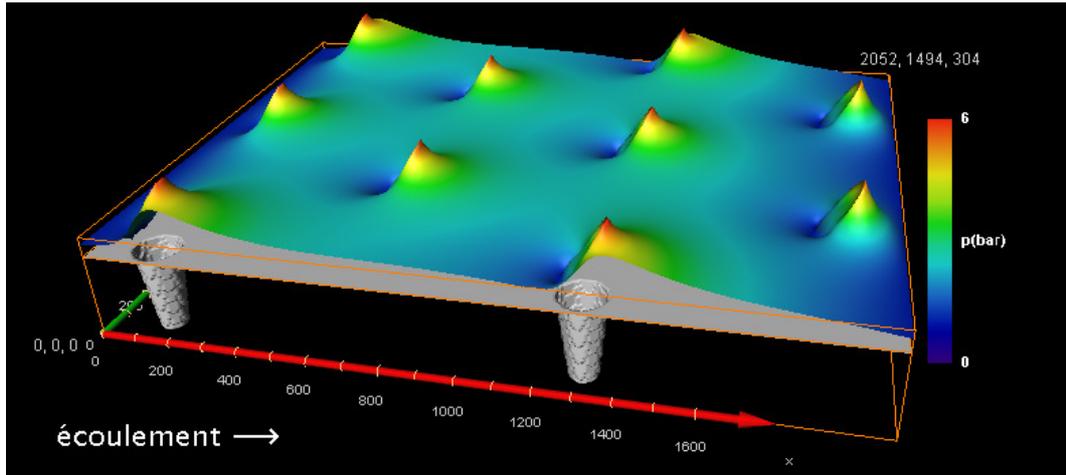
(b) simulation sur la texture cercle 56 - disposition semi-aléatoire



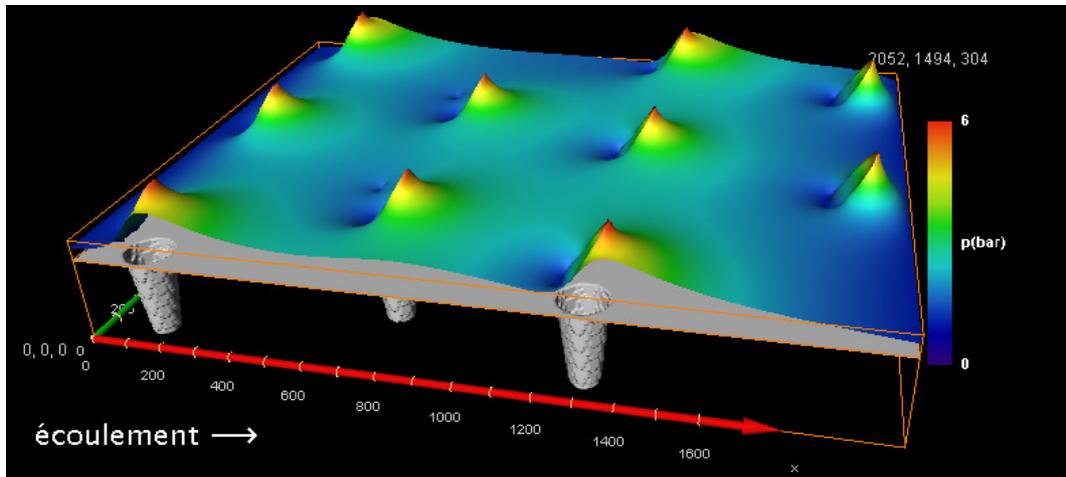
(c) simulation sur la texture cercle 12 - maille hexagonale

FIG. 8.56.: Nouvelles textures de surface : analyse locale de la puissance dissipée par frottement

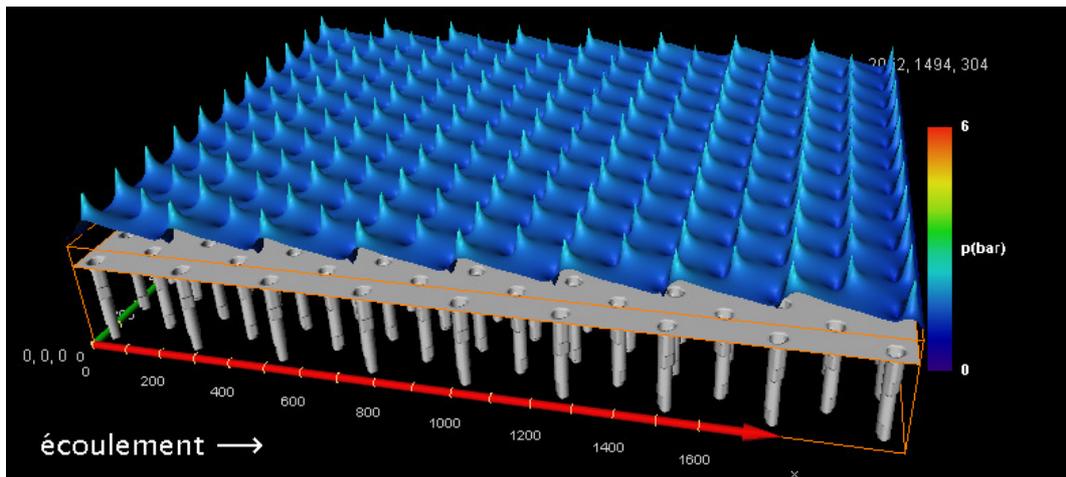
8. Optimisation des textures de surface



(a) simulation sur la texture cercle 56 - maille hexagonale

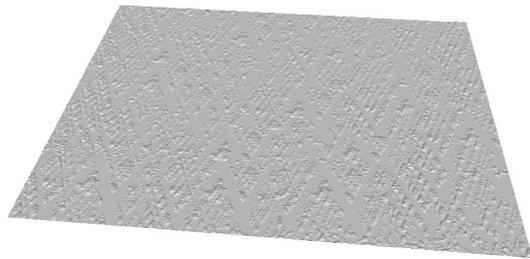


(b) simulation sur la texture cercle 56 - disposition semi-aléatoire

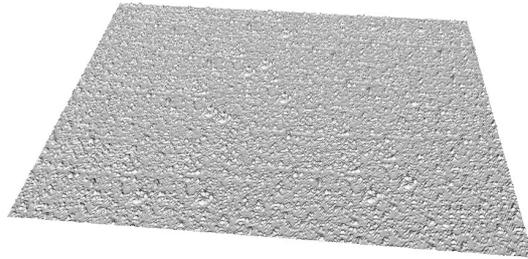


(c) simulation sur la texture cercle 12 - maille hexagonale

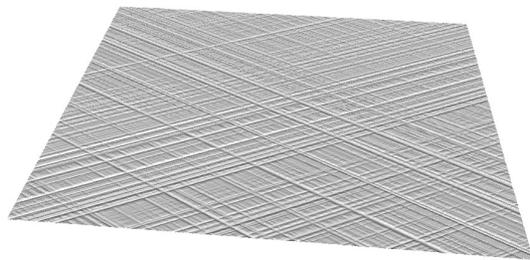
FIG. 8.57.: Nouvelles textures de surface : analyse locale du champ de pression



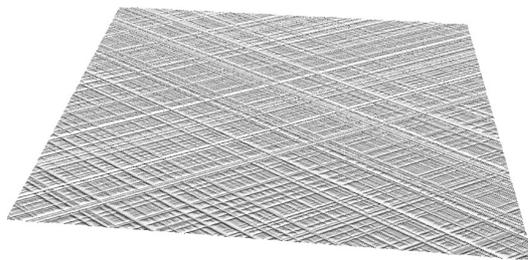
(a) rugosité PREDIT $Ra \sim 0.07 \mu m$



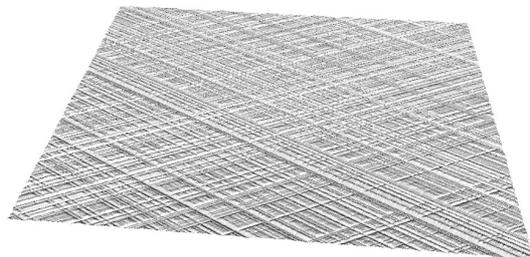
(b) rugosité ADEME $Ra \sim 0.2 \mu m$



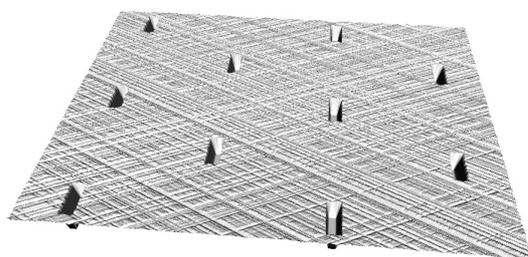
(c) rugosité simulée $Ra \sim 0.1 \mu m$



(d) rugosité simulée $Ra \sim 0.2 \mu m$



(e) rugosité simulée $Ra \sim 0.3 \mu m$



(f) lms1 + rugosité simulée $Ra \sim 0.3 \mu m$

FIG. 8.58.: Rugosité des plateaux : représentations 3D des rugosités de plateaux

8. Optimisation des textures de surface

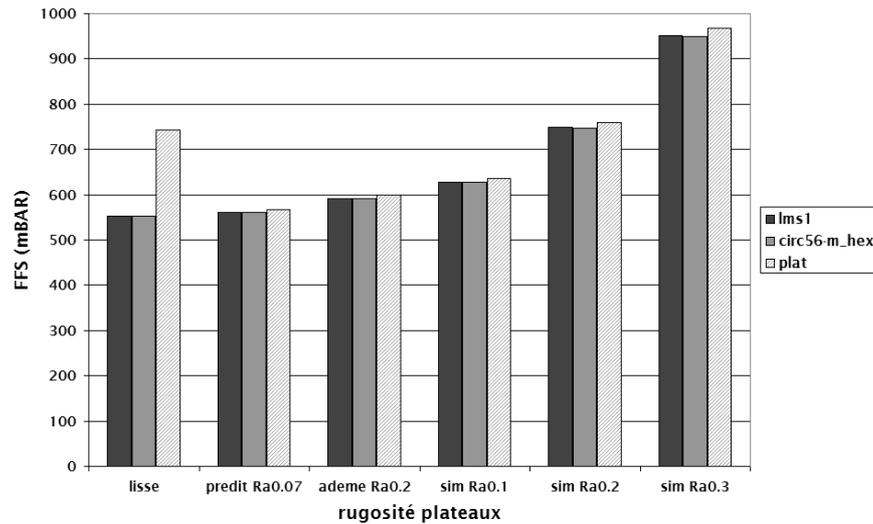


FIG. 8.59.: Rugosité des plateaux : comparaison des forces de frottement

Malgré une augmentation attendue de la force de frottement avec le Ra des plateaux⁷, nous n'observons pas l'amplification des différences entre *lms1* et *circ56-m_hex* attendue avec l'introduction de la rugosité des plateaux. Par ailleurs, on observe des différences de l'ordre de 20% entre les rugosités *ademe Ra0.2* et *sim Ra0.2*, toutes les deux caractérisées par un Ra d'environ $0.2 \mu m$; outre le Ra , la structure de la rugosité a donc un effet considérable sur les performances tribologiques.

La figure 8.60 page suivante illustre les mêmes séries de mesures, cette fois-ci en termes de charge hydrodynamique. On peut constater une dégradation de la charge pour les séries *lms1* et *circ56-m_hex* lorsqu'on rajoute la rugosité des plateaux. Ce résultat ne concorde pas avec le comportement des textures de surface réelles ; dans la section 8.1.2 page 160 l'analyse de la rugosité par filtrage progressif de la texture a montré que la charge générée par la texture L75 avec rugosité des plateaux est toujours supérieure à la charge générée par les stries (figure 8.11).

Cette discordance est confirmée par la comparaison des coefficients de frottement illustrée dans la figure 8.61 page suivante. On peut remarquer des coefficients de frottement bien supérieurs à 1 pour les surfaces avec rugosité de plateaux alors que ceux observés pour les textures de la nouvelle série ADEME (section 8.4.1 page 203), dans les mêmes conditions de fonctionnement, varient autour de 0.4.

Il n'a pas été donc possible de mettre en évidence le rôle amplificateur de la rugosité des plateaux. La cause est probablement la nature des rugosités utilisées ; même si elles sont proches des rugosités réelles visuellement et en termes de Ra , la manière dont elles sont générées⁸ ou les tailles caractéristiques des aspérités utilisées pourraient être

⁷tendance générale observée lors du projet PREDIT (section 2.2.1 page 26) et montrée également par l'analyse de la rugosité (section 8.1.2 page 160).

⁸en utilisant des processus aléatoires, par exemple.

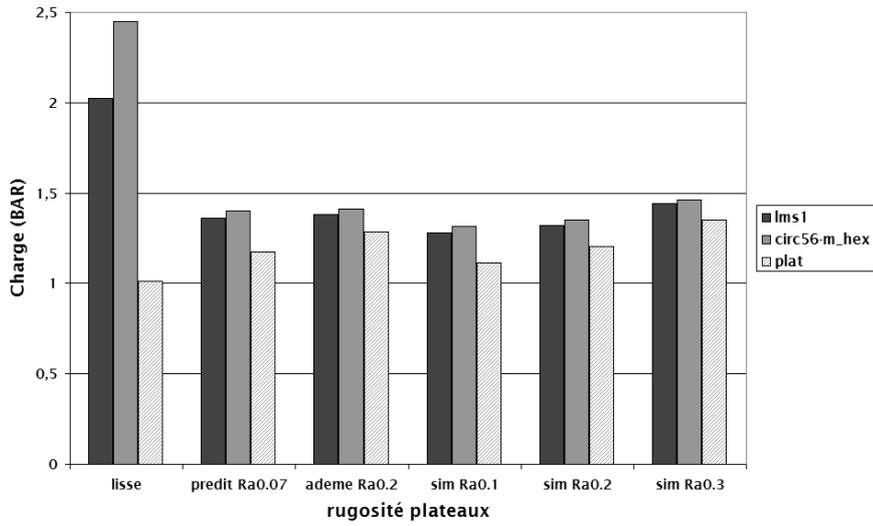


FIG. 8.60.: Rugosité des plateaux : comparaison des charges hydrodynamiques exercées sur le segment

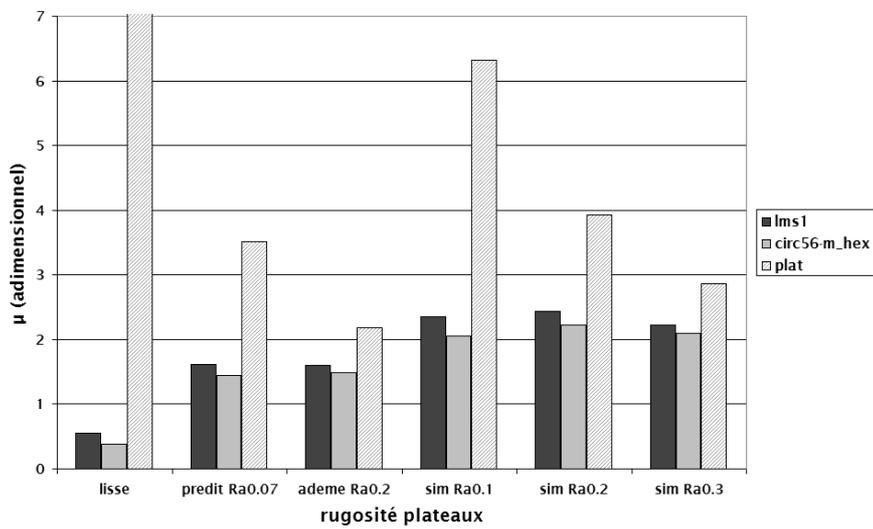


FIG. 8.61.: Rugosité des plateaux : comparaison des coefficients de frottement

8. Optimisation des textures de surface

différentes.

En ce qui concerne les évolutions du frottement et de la charge avec le Ra pour la série plat (rugosité des plateaux uniquement), les résultats correspondent aux attentes. On obtient un accroissement de la force de frottement avec le Ra et des charges maximales pour des valeurs de Ra entre 0.2 et 0.3 μm , comme prévu par les résultats de la série plateaux dans la section 8.1.2 page 160.

8.5. Conclusion

Nous avons traité tout au long de ce chapitre différentes études consacrées à l'optimisation des textures de surface à l'aide de l'outil de prédiction de frottement.

L'étude de la rugosité et l'optimisation paramétrique se sont révélées très intéressantes et fertiles, en fournissant bon nombre de résultats sur les valeurs optimales de paramètres tels que la taille caractéristique des structures de la texture, le V_{hs} , et la distance inter-motifs.

L'outil d'optimisation stochastique de formes a été ensuite décrit, dans le but de mener une optimisation exhaustive du motif. Les résultats de cet outil sont très prometteurs pour des recherches futures.

Une nouvelle série de surfaces laser ADEME a été tirée au LMS/ENSMM, plus homogène en termes de V_{hs} . Les résultats des prédictions sur ces surfaces, dans des conditions de fonctionnement maquette SPC, se sont révélés semblables à celles obtenues dans des conditions de fonctionnement tribomètre.

Finalement, à partir des résultats obtenus à la suite des trois phases d'optimisation, des nouveaux dessins de surface ont été soumis aux tests. Ainsi, de nouvelles textures périodiques discontinues ont été trouvées, en maille hexagonale, qui présentent des performances intéressantes et qui mériteraient d'être testées en pratique.

Par ailleurs, les résultats de ce chapitre ont montré quelques moyens qui permettent de mieux contrôler les flux de lubrifiant sur les textures, et donc vraisemblablement la consommation d'huile.

9. Conclusion

9.1. Synthèse des résultats

L'objectif de cette thèse était l'étude et l'optimisation de la topographie de surfaces de fûts de moteur - via des analyses de surface et des modèles théoriques validés expérimentalement - afin de réduire le frottement entre la chemise et les segments du piston, sans détériorer la consommation d'huile.

Pour répondre aux attentes industrielles, en coopération avec les outils complémentaires et les moyens expérimentaux mis au service par les partenaires du projet, notre travail s'est déroulé en quatre étapes : l'analyse des surfaces, la simulation de nouvelles textures, la modélisation du contact segment-chemise et l'optimisation des états de surface. Nous allons faire un inventaire détaillé de ces outils en synthétisant clairement les avancées obtenus.

Les méthodes d'**analyse**, de décomposition et de simulation de surface ont été exclusivement développées, grâce aux apports de la morphologie mathématique, par Decencièrre et Jeulin [29, 30, 31] dans le cadre du projet PREDIT 97.T.0299. Elles ont été utilisées dans le cadre de ce travail aux fins d'opérations d'analyse, filtrage, décomposition ou correction d'images. Par ailleurs, l'analyse des surfaces a fourni des informations utiles pour le choix des paramètres dans la phase de simulation de nouvelles textures.

Ces outils ont également permis de tenter d'établir une corrélation, via l'étude du milieu interstitiel du contact segment-chemise, entre les essais SPC d'une part, et des mesures géodésiques d'autre part. Ces essais ce sont avérés infructueux et ont poussé au développement du modèle de prédiction.

L'outil de **simulation** de textures a été développé dans le but de générer de nouvelles textures sous contraintes. Il est capable de simuler des motifs géométriques simples et il nous a été utile notamment dans la phase d'optimisation des textures.

L'outil de **prédiction** est inédit, car le premier, à notre connaissance, à proposer une étude 3D de l'écoulement dans les contacts hydrodynamiques et en faisant appel aux équations de Navier-Stokes, dans leur formulation stationnaire et incompressible. Il est capable ainsi de modéliser une large gamme d'écoulements, laminaires ou non-laminaires, et il permet de classer les textures de surface selon leur performance tribologique. Cet outil constitue le cœur même de ce travail de thèse.

Les méthodes numériques utilisées pour la résolution des équations sont classiques et largement utilisées dans des applications de la dynamique des fluides; nous en avons étudié trois, à priori adaptées à notre configuration, et nous avons sélectionné les deux qui se sont avérées viables.

La modélisation du contact segment-chemise et les algorithmes de résolution implémentés ont été ensuite validés avec succès, via des comparaisons avec des écoulements

9. Conclusion

analytiques ou des mesures expérimentales fournies par nos partenaires.

Nous avons ensuite souligné les avancées les plus importantes apportées par cette modélisation 3D dans l'étude des contacts hydrodynamiques. Premièrement, les mesures et les grandeurs physiques locales sont porteuses de beaucoup d'information et permettent d'analyser en détail l'influence de la rugosité sur l'écoulement dans le contact. Deuxièmement, le champ de vitesse 3D permet de mesurer les débits du lubrifiant dans différentes directions, mesures qui pourront aider à la réduction de la consommation d'huile. Enfin, le modèle est relativement simple à manipuler, la rugosité des surfaces étant introduite via des images topographiques numériques.

La phase d'**optimisation** menée a permis d'obtenir des enseignements importants sur les valeurs optimales de paramètres tels que la taille caractéristique des structures de la texture, le V_{hs} , la distance inter-motifs. Ces résultats théoriques pourront servir de préambule à des processus d'optimisation pratiques sur moteur ; ils pourront ainsi restreindre considérablement l'espace de recherche et limiter le nombre d'expériences, souvent très coûteuses et difficiles à mener.

Nous avons également développé un outil d'optimisation stochastique de formes, dans le but de mener une optimisation exhaustive du motif. Les algorithmes stochastiques utilisés sont issus de méthodes classiques, les algorithmes génétiques ; notre apport principal a été leur adaptation aux contraintes particulières du motif via la redéfinition des opérateurs de reproduction. Les résultats de cet outil sont très prometteurs et donnent des pistes à suivre pour des recherches futures.

Des nouveaux dessins de surface ont été testés en simulation. Nous avons trouvé ainsi des nouvelles textures périodiques discontinues, en maille hexagonale, qui présentent des performances intéressantes et qui mériteraient d'être testées expérimentalement. Par ailleurs, des moyens qui permettent de mieux contrôler les flux de lubrifiant sur les textures, et donc la consommation d'huile, ont été mis en évidence.

Au cours de cette thèse nous avons été amenés à nous intéresser à de nombreux domaines scientifiques, parfois très différents : traitement d'images et en particulier la morphologie mathématique, mécanique des fluides, analyse numérique, mécanique des moteurs et tribologie, optimisation, etc. L'assemblage, via une approche numérique, d'outils de chacune de ces disciplines afin de répondre à des attentes industrielles constitue selon nous une des richesses fondamentales de notre travail.

9.2. Perspectives

Comme chaque étude de recherche, ce sujet est loin d'être fini et soulève au moins autant d'idées et de questions qu'il n'en résout. Nous allons diviser ces futurs développements en trois classes. D'abord, les outils et les résultats de ce travail ne sont pas entièrement *exploités* ; il faudra donc poursuivre les efforts dans ce sens. Ensuite, il y a un certain nombre d'*améliorations* qui peuvent être apportées aux outils et algorithmes existants, tels qu'ils ont été définis. Enfin, il y a les *évolutions* plus fondamentales des modèles développés afin de mieux servir les objectifs de l'étude.

Les outils d'**analyse** des surfaces ont été amplement suffisants aux besoins de l'étude

actuelle. Néanmoins, ils pourraient avoir une importance accrue dans des études de l'usure des surfaces ; ils pourraient donc bénéficier d'évolutions afin de trouver les meilleurs descripteurs rugosimétriques pour caractériser, voir prédire, l'usure. Pour l'étude de l'usure il faudra également envisager de faire de relevés topographiques au même endroit de la chemise, avant et après essais, et ce pour le point-mort-bas, le point-milieu et le point-mort-haut, qui se trouvent dans des régimes de lubrification différents. Il sera ainsi possible de mettre clairement en évidence les textures de surface qui subissent des contraintes importantes, et qui sont en même temps synonymes de frottements importants.

La **simulation** de nouvelles textures pourrait également être améliorée. Les simulations de textures aléatoires n'ont pas encore été exploitées. Le nombre de motifs géométriques de base pourrait être aussi augmenté.

Comme il a été déjà précisé dans la section 6.1.3 page 100, le modèle de **prédiction** du frottement peut faire l'objet d'importantes évolutions. Premièrement, afin d'avoir une modélisation plus fidèle du contact segment-chemise, la courbure du segment peut être prise en compte ; plus généralement, la topographie du segment pourrait être introduite dans le modèle via une image topographique, de la même façon que la topographie de la chemise est introduite. Deuxièmement, l'introduction de la courbure du segment permettrait d'avoir un modèle de contact dynamique, via l'introduction d'un nouveau paramètre d'entrée - la charge exercée sur le segment par la pression dans la chambre de combustion et la tension intrinsèque du segment. Dans cette configuration l'épaisseur du contact est obtenue par l'équilibre entre la charge introduite ci-dessus et la pression hydrodynamique générée par le lubrifiant. Même si le coefficient de frottement est une mesure appropriée à caractériser un contact de type dynamique, cette évolution reste très intéressante. Ainsi, l'outil de prédiction pourrait être appliqué pour différentes vitesses et donc à différents endroits de la course du piston, afin de donner une mesure globale du frottement hydrodynamique, sur l'ensemble d'un cycle moteur. Enfin, nous pensons que des optimisations du code existant pourraient diminuer significativement les temps de calcul et éventuellement aboutir à une version logicielle facilement exploitable en pratique.

En ce qui concerne la phase d'**optimisation** des textures, bon nombre de développements sont envisageables à nos yeux. D'abord, les processus d'optimisation effectués ont été limités, en raison de la gourmandise des outils en puissance de calcul, et donc en temps ; restreindre l'espace de recherche à l'aide de contraintes définies par l'industriel et à la fois augmenter la puissance de calcul à l'aide de machines spécialisées pourrait conduire à des résultats concrets, réalisables en série. Dans la section 7.4 page 151, une discussion sur le choix du critère d'optimisation a été faite ; c'est en effet un autre point clé sur lequel l'intervention de l'industriel est donc indispensable. Une approche multi-critère pourra être menée, en définissant le critère d'optimisation à partir des mesures physiques disponibles.

En ce qui concerne l'optimisation stochastique de formes, l'étude de l'évolution de la population pourrait améliorer sa convergence ; des contraintes de convexité 3D sur les motifs pourraient également conduire à des meilleurs résultats. Enfin, les mesures de frottement local disponibles permettent d'effectuer une optimisation guidée localement,

9. Conclusion

stochastique ou déterministe ; par exemple, on pourrait associer des coefficients de pondération aux pixels de l'image de la surface, en créant ainsi des zones plus ou moins déformables, en fonction de la puissance dissipée par frottement localement.

9.3. Autres applications

Les contacts hydrodynamiques, et les pertes par frottement qui en découlent, sont largement répandus dans la vie des tous les jours ; ces pertes augmentent considérablement avec la vitesse des antagonistes et leur réduction constitue souvent un objectif majeur. Les outils que nous avons développés, et plus généralement les textures de surfaces, sont donc portables à de nombreux autres domaines d'applications. Il ne s'agit pas, bien évidemment, de texturer tout ce qui bouge, mais pour les applications où ce type de pertes sont très coûteuses ou problématiques, une telle démarche est justifiée.

Une application directe des textures de surface est la réduction des frottements et de l'usure dans les joints d'étanchéité. De plus, cette adaptation ne nécessiterait pas des évolutions du modèle de prédiction car les surfaces sont planes dans ce cas. A titre d'exemple, Ronen et al. [34] ont adapté avec succès au contact segment-chemise le modèle analytique introduit par Etsion et al. [24] pour l'étude des joints dotés de surfaces texturées au laser.

A. Des algorithmes en pseudo-code

Dans ce chapitre, nous exposons, de manière succincte, le pseudo-code des algorithmes principaux qui ont servi tout au long de notre travail. Les différentes étapes des outils de simulation de texture, de filtrage des échantillons ADEME, de prédiction du frottement et d'optimisation stochastique sont données par ces algorithmes.

A.1. L'outil de simulation

Les étapes suivies dans la simulation de nouvelles textures de surface sont données ici.

Algorithme A.1 Simulation des textures de surface sous contraintes

- 1 **Entrée** : diamètre de la chemise du cylindre
▷ $\phi_{chemise}$ (mm)
- 2 **Entrée** : contraintes fonctionnelles
▷ V_{hs} et $((P_c \text{ ET } P_{cmax}) \text{ OU } T_s)$
- 3 **Entrée** : paramètres de l'image de sortie
▷ résolution de l'image de sortie $\Delta x_{1,2}$ ($\mu\text{m}/\text{pixel}$)
▷ résolution des niveaux Δx_3 ($\mu\text{m}/\text{niveau}$)
▷ dimensions l_c et h_c de la zone de simulation (mm)
- 4 **Entrée** : choix du motif et paramètres géométriques spécifiques
▷ *strie/croix/losange/cercle*
- 5 **Entrée** : choix du profil
▷ *triangulaire/trapézoïdal/rectangulaire/hémisphérique*
- 6 **Entrée** : choix de la disposition
▷ *maille rectangulaire/maille hexagonale/semi-aléatoire/aléatoire*
- 7 Calcul des paramètres géométriques
▷ *application des différentes contraintes*
- 8 Génération de la surface
- 9 **Sortie** : image de la texture de surface
- 10 Écriture des données

A.2. Le filtrage des images ADEME

Nous présentons ici les différentes actions effectués par l'outil de de filtrage des échantillons ADEME.

Algorithme A.2 Filtrage des images ADEME

- 1 **Entrée** : image originale

A. Des algorithmes en pseudo-code

- ▷ *paramètres de l'image d'entrée : dimensions, résolution, échelle des niveaux*
- 2 Filtre Alterné Séquentiel (FAS)
 - ▷ Γ_N
- 3 Élimination des dérives (basses fréquences)
- 4 Calcul du niveau des plateaux (référence)
- 5 Élimination des pics (hautes fréquences)
- 6 **Sortie** : image filtrée
 - ▷ *dimensions, résolution, échelle des niveaux*

A.3. L'outil de prédiction

Algorithme A.3 L'algorithme de prédiction du frottement

- 1 **Entrée** : image topographique de la chemise
 - ▷ *paramètres de l'image d'entrée : dimensions, résolution, échelle des niveaux*
- 2 **Entrée** : paramètres du lubrifiant
 - ▷ *densité ρ*
 - ▷ *viscosité cinématique ν*
- 3 **Entrée** : paramètres physiques du contact
 - ▷ *pressions p_1 et p_2 dans la chambre de combustion*
 - ▷ *vitesse du segment v_p*
- 4 **Entrée** : paramètres géométriques du contact
 - ▷ *épaisseur du film lubrifiant o_f*
- 5 Re-échantillonnage de l'image d'entrée
- 6 Construction de volume 3D de la chemise
- 7 **Entrée** : choix du niveau de référence
 - ▷ *min/max/médian/moyen/Vsc*
- 8 Positionnement du segment et construction du volume 3D du contact
- 9 **Entrée** : choix de la méthode numérique de résolution
 - ▷ *NS-p*
 - ▷ *NS-r*
 - ▷ *RE-r*
- 10 Initialisation du volume de calcul
- 11 Conditions aux limites
- 12 Calculs
- 13 **Sortie** : champs 3D de vitesse et de pression
 - ▷ $\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2, \mathbf{v}_3$
 - ▷ \mathbf{p}
- 14 Écriture des données

A.4. L'outil d'optimisation stochastique

Algorithme A.4 L'algorithme de optimisation stochastique de formes

- 1 **Entrée** : paramètres et contraintes géométriques des individus-surface

A.4. L'outil d'optimisation stochastique

- ▷ *paramètres de l'image d'entrée : dimensions, résolution, échelle des niveaux*
- ▷ *contraintes géométriques : surface, volume, d_{min} , d_{min} , connexité?, convexité?*
- 2 **Entrée** : paramètres de l'algorithme génétique
 - ▷ *taille : population, population d'élite, population de reproduction, population régénération*
 - ▷ *probabilités de reproduction : pR_1 , pR_2 , pR_3*
- 3 **Entrée** : paramètres de prédiction
 - ▷ *les paramètres requis par le modèle de prédiction*
- 4 **Entrée** : définition du critère de classification
 - ▷ *puissance dissipée ou coefficient de frottement*
- 5 **Entrée** : insertion de l'individu d'entrée
- 6 Initialisation de la population
 - ▷ *avec des formes géométriques convexes simples ou aléatoirement*
- 7 **Tant que critère d'arrêt = FAUX Faire**
 - Évaluation
- 8 Sélection
- 9 **Sortie** : meilleur individu
- 10 Reproduction
- 11 Régénération
- 12 **Fin Tant que**
- 13 **Sortie** : résultat final

A. Des algorithmes en pseudo-code

B. Résolution analytique de l'équation de Reynolds pour des profils simples

B.1. Profil trapézoïdal

Dans la figure B.1 nous présentons la modélisation d'un contact hydrodynamique entre un plan et un profil trapézoïdal. Le profil a une profondeur d , une base de dimension c et une autre de dimension $c + 2b$. L'épaisseur du contact est h_0 , la pression extérieure p_0 et la vitesse de \mathcal{P} est v_p . Pour résoudre l'écoulement précédent, nous allons appliquer

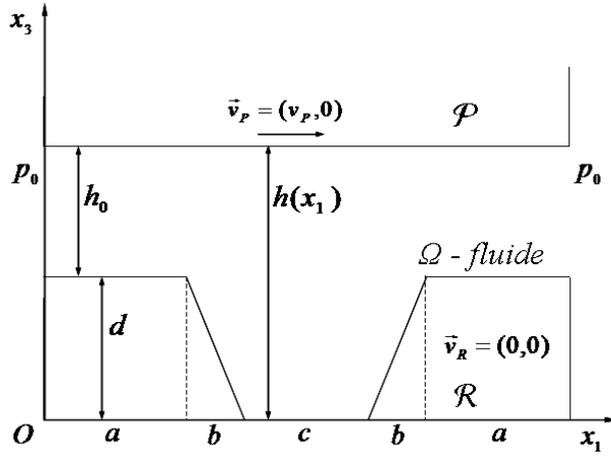


FIG. B.1.: Contact avec un profil trapézoïdal

l'équation de Reynolds, qui dans cette configuration s'écrit :

$$\forall (x_1, x_3) \in \Omega \frac{\partial}{\partial x_1} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x_1} \right) = 6\eta v_p \frac{\partial h}{\partial x_1}. \quad (\text{B.1})$$

La pression ne variant que avec x_1 , nous notons p_a la pression au point de coordonnée $x_1 = a$, p_{ab} en $a + b$, p_{abc} en $a + b + c$ et p_{abcb} en $a + 2b + c$.

• $\forall x_1 \in [0, a]$, $h(x_1) = h_0$ et nous avons :

$$\frac{\partial h}{\partial x_1} = 0 \implies \frac{\partial^2 p}{\partial x_1^2} = 0.$$

Nous obtenons une variation linéaire de la pression dans ce domaine :

$$p_1(x_1) = a_1 x_1 + b_1. \quad (\text{B.2})$$

B. Résolution analytique de l'équation de Reynolds pour des profils simples

• $\forall x_1 \in [a, a + b]$, $h(x_1) = \frac{d}{a+b}x_1 + h_0$ et en utilisant l'équation B.1 page précédente nous obtenons l'expression suivante pour la pression dans ce domaine :

$$p_2(x_1) = -\frac{6\eta v_p (a+b)^2 (2dx_1 + h_0(a+b)) + a_2 - 2db_2 (dx_1 + h_0(a+b))^2}{2d(dx_1 + h_0(a+b))^2} \quad (\text{B.3})$$

• $\forall x_1 \in [a + b, a + b + c]$, $h(x_1) = h_0 + d$ et nous avons :

$$\frac{\partial h}{\partial x_1} = 0 \implies \frac{\partial^2 p}{\partial x_1^2} = 0,$$

Nous obtenons une variation linéaire de la pression dans ce domaine :

$$p_3(x_1) = a_3 x_1 + b_3. \quad (\text{B.4})$$

• $\forall x_1 \in [a + b + c, a + 2b + c]$, $h(x_1) = -\frac{d}{b}x_1 + \frac{ad+2bd+cd+bh_0}{b}$ et en utilisant l'équation B.1 page précédente nous obtenons l'expression suivante pour la pression dans ce domaine :

$$p_4(x_1) = -\frac{-6b^2\eta v_p (ad + b(2d + h_0) + d(c - 2x_1)) + a_4}{2d(ad + b(2d + h_0) + d(c - x_1))^2} + b_4 \quad (\text{B.5})$$

• Et finalement $\forall x_1 \in [a + 2b + c, 2a + 2b + c]$ $h(x_1) = h_0$ et nous obtenons une variation linéaire de la pression dans ce domaine :

$$p_5(x_1) = a_5 x_1 + b_5. \quad (\text{B.6})$$

Nous allons maintenant appliquer les conditions aux limites afin d'obtenir les expressions des constantes d'intégration.

Pour p_1 nous avons :

$$p_1(0) = 0 \text{ (a } p_0 \text{ pres)}, \quad (\text{B.7})$$

$$p_1(a) = p_a, \quad (\text{B.8})$$

ce qui donne

$$a_1 = \frac{p_a}{a}, \quad (\text{B.9})$$

$$b_1 = 0. \quad (\text{B.10})$$

Pour p_2 nous avons :

$$p_2(a) = p_a, \quad (\text{B.11})$$

$$p_2(a + b) = p_{ab}, \quad (\text{B.12})$$

ce qui donne

$$a_2 = -\frac{2(a+b)^2(bh_0 + a(d+h_0))^2(d+h_0)^2(p_a - p_{ab})}{b(2a(d+h_0) + b(d+2h_0))} - \quad (\text{B.13})$$

$$-\frac{6dv_p\eta(a+b)^3(bh_0 + 2a(d+h_0))}{2a(d+h_0) + b(d+2h_0)}, \quad (\text{B.14})$$

$$b_2 = \frac{a^2(-(d+h_0)^2(p_a - p_{ab}) + 6bv_p\eta)}{bd(2a(d+h_0) + b(d+2h_p))} + \quad (\text{B.15})$$

$$+\frac{b^2(d^2p_{ab} + 2dh_0p_{ab} + h_0^2(-p_a + p_{ab}) + 6bv_p\eta)}{bd(2a(d+h_0) + b(d+2h_p))} + \quad (\text{B.16})$$

$$+\frac{2ab((d+h_0)(-h_0p_a + (d+h_0)p_{ab}) + 6bv_p\eta)}{bd(2a(d+h_0) + b(d+2h_p))}. \quad (\text{B.17})$$

Pour p_3 nous avons :

$$p_3(a+b) = p_{ab}, \quad (\text{B.18})$$

$$p_3(a+b+c) = p_{abc}, \quad (\text{B.19})$$

ce qui donne

$$a_3 = \frac{p_{abc} - p_{ab}}{c}, \quad (\text{B.20})$$

$$b_3 = \frac{p_{ab}(a+b+c) - p_{abc}(a+b)}{c}. \quad (\text{B.21})$$

Pour p_4 nous avons :

$$p_4(a+b+c) = p_{abc}, \quad (\text{B.22})$$

$$p_4(a+2b+c) = p_{abcb}, \quad (\text{B.23})$$

ce qui donne

$$a_4 = \frac{2b^2h_0^2v_p\eta(d+h_0)^2(p_{abc} - p_{abcb})}{d+2h_0} - \quad (\text{B.24})$$

$$-\frac{6b^2dv_p\eta((a+2b+c)d + (2a+3b+2c)h_0)}{d+2h_0}, \quad (\text{B.25})$$

$$b_4 = \frac{(d+h_0)^2p_{abc} - h_0^2p_{abcb} - 6bv_p\eta}{d(d+2h_0)}, \quad (\text{B.26})$$

et pour p_5 nous avons :

$$p_5(a+2b+c) = p_{abcb}, \quad (\text{B.27})$$

$$p_5(2a+2b+c) = 0 \text{ (a } p_0 \text{ pres)}, \quad (\text{B.28})$$

B. Résolution analytique de l'équation de Reynolds pour des profils simples

ce qui donne

$$a_5 = -\frac{p_{abcb}}{a}, \quad (\text{B.29})$$

$$b_5 = \frac{p_{abcb}(2a(a+b)+c)}{a}. \quad (\text{B.30})$$

Il nous reste maintenant à déterminer les expressions de p_a , p_{ab} , p_{abc} et p_{abcb} . Compte tenu de la géométrie du profil \mathcal{R} , la vitesse à l'intérieur du contact a une seule composante non nulle, v_1 , qui ne varie pas suivant l'axe x_2 : $\vec{v} = (v_1(x_1, x_2), 0, 0)$. L'expression qui relie la vitesse et la pression est :

$$\frac{\partial p}{\partial x_1} = \eta \frac{\partial^2 v_1}{\partial x_3^2}. \quad (\text{B.31})$$

Les conditions aux limites pour la vitesse

$$v_1 = 0 \text{ pour } x_3 = 0, \quad (\text{B.32})$$

$$v_1 = v_p \text{ pour } x_3 = h(x_1), \quad (\text{B.33})$$

donnent l'expression de la vitesse en fonction de l'épaisseur du contact :

$$v_1(x_1, x_3) = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x_1} x_3^2 + \left(\frac{v_p}{h(x_1)} - \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x_1} h(x_1) \right) x_3. \quad (\text{B.34})$$

L'expression du débit en un point de coordonnée x_1 est :

$$q(x_1) = \int_0^{h(x_1)} v_1(x_3) dx_3. \quad (\text{B.35})$$

En utilisant cette expression nous pouvons calculer les débits suivants :

$$q\left(\frac{a}{2}\right) = \frac{v_p h_0}{2} - \frac{h_0^3 p_a}{12a\eta}, \quad (\text{B.36})$$

$$q\left(a + b + \frac{c}{2}\right) = \frac{v_p(h_0 + d)}{2} - \frac{(h_0 + d)^3(p_{abc} - p_{ab})}{12c\eta}, \quad (\text{B.37})$$

$$q\left(\frac{3a}{2} + 2b + c\right) = \frac{v_p h_0}{2} + \frac{h_0^3 p_{abcb}}{12a\eta}. \quad (\text{B.38})$$

Mais le débit est le même partout :

$$q\left(\frac{a}{2}\right) = q\left(\frac{3a}{2} + 2b + c\right) \implies p_{abcb} = -p_a, \quad (\text{B.39})$$

et

$$q\left(\frac{a}{2}\right) = q\left(a + b + \frac{c}{2}\right) \implies p_{abc} - p_{ab} = \frac{c}{(h_0 + d)^3} \left(6\eta d v_p + \frac{h_0^3 p_a}{a} \right). \quad (\text{B.40})$$

Compte tenu de la symétrie du champ de pression (0 en entrée et en sortie) nous avons :

$$p \left(a + b + \frac{c}{2} \right) = 0 \text{ (a } p_0 \text{ pres)}, \quad (\text{B.41})$$

et nous déduisons :

$$p_{abc} + p_{ab} = 0. \quad (\text{B.42})$$

A partir des équations B.40 page précédente et B.42 nous obtenons les expression de p_{ab} et p_{abc} :

$$p_{ab} = -\frac{c}{2(d+h_0)^3} \left(\frac{h_0^3 p_a}{a} + 6dv_p \eta \right), \quad (\text{B.43})$$

$$p_{abc} = \frac{c}{2(d+h_0)^3} \left(\frac{h_0^3 p_a}{a} + 6dv_p \eta \right). \quad (\text{B.44})$$

Il nous reste plus qu'à déterminer p_a . Pour cela, nous allons calculer le débit en $x_1 = a + b/2$. Nous avons :

$$\frac{\partial p_2}{\partial x_1} \left(a + \frac{b}{2} \right) = -\frac{8b^2 ch_0^5 p_a (a+b)^2}{d_1} - \quad (\text{B.45})$$

$$-\frac{16a^3 (a+b)^2 (d+h_0)^2 ((d+h_0)^3 p_a + 3cdv_p \eta)}{d_1} - \quad (\text{B.46})$$

$$-\frac{16abp_a h_0^2 (a+b)^2 (d+h_0) (ch_0^2 + b(d+h_0)^2)}{d_1} + \quad (\text{B.47})$$

$$\frac{24ab^2 dv_p \eta (a+b)^2 (-2ch_0^2 + bd(d+h_0))}{d_1} - \quad (\text{B.48})$$

$$-\frac{8a^2 ch_0^3 p_a (a+b)^2 (d+h_0)^2}{d_1} - \quad (\text{B.49})$$

$$-\frac{32a^2 bh_0 (a+b)^2 (d+h_0) ((d+h_0)^3 p_a + 3cdv_p \eta)}{d_1}, \quad (\text{B.50})$$

avec

$$d_1 = ab(d+h_0)(2a(d+h_0) + b(d+2h_0))^4, \quad (\text{B.51})$$

et

$$v_1 \left(a + \frac{b}{2}, x_3 \right) = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p_2}{\partial x_1} \left(a + \frac{b}{2} \right) \right) x_3^2 + \quad (\text{B.52})$$

$$+ \left(\frac{v_p}{(h_0 + \frac{d}{2})} - \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p_2}{\partial x_1} \left(a + \frac{b}{2} \right) \right) \right) \left(h_0 + \frac{d}{2} \right) x_3, \quad (\text{B.53})$$

ce qui permet de calculer le débit en $a + b/2$:

$$q \left(a + \frac{b}{2} \right) = \int_0^{h_0 + \frac{d}{2}} v_1 \left(a + \frac{b}{2}, x_3 \right) dx_3. \quad (\text{B.54})$$

B. Résolution analytique de l'équation de Reynolds pour des profils simples

Mais

$$q\left(a + \frac{b}{2}\right) = q\left(\frac{a}{2}\right), \quad (\text{B.55})$$

et nous obtenons l'expression de p_a :

$$p_a = -\frac{3adv_p\eta}{d_2} \left(2b^4h_0(d+2h_0)^3(ch_0 + b(d+h_0))\right) - \quad (\text{B.56})$$

$$-\frac{3adv_p\eta}{d_2} \left(2a^4(d+h_0)^2(8b(d+h_0)^3 + c(d+2h_0)^3)\right) - \quad (\text{B.57})$$

$$-\frac{3adv_p\eta}{d_2} \left(4a^3b(d+h_0)(d+2h_0)(8b(d+h_0)^3 + c(d+2h_0)^3)\right) - \quad (\text{B.58})$$

$$-\frac{3adv_p\eta}{d_2} \left(2ab^3(d+2h_0)^3(2ch_0(d+2h_0) + b(d+h_0)(3d+4h_0))\right) - \quad (\text{B.59})$$

$$-\frac{6a^3b^2cdv_p\eta(d+2h_0)^3(d^2 + 6dh_0 + 6h_0^2)}{d_2} - \quad (\text{B.60})$$

$$-\frac{3a^3b^3dv_p\eta(d+2h_0)^2(d+h_0)(23d^2 + 46dh_0 + 24h_0^2)}{d_2}, \quad (\text{B.61})$$

avec

$$d_2 = 2a^5(d+h_0)^5(d+2h_0)^3 + \quad (\text{B.62})$$

$$+b^4h_0^3(d+2h_0)^3(ch_0^2 + b(d+h_0)(d+2h_0)) + \quad (\text{B.63})$$

$$+2ab^3h_0^2(d+2h_0)^3(ch_0^2(d+2h_0) + b(d+h_0)^2(d+5h_0)) + \quad (\text{B.64})$$

$$+a^2b^2h_0(d+2h_0)^2(ch_0^2(d+2h_0)(d^2 + 6dh_0 + 6h_0^2) + \quad (\text{B.65})$$

$$+4b(d+h_0)^3(d^2 + 4dh_0 + 10h_0^2)) + a^4(d+h_0)^2(ch_0^3(d+2h_0)^3 + \quad (\text{B.66})$$

$$+4b(d+h_0)^2(d^4 + 8d^3h_0 + 24d^2h_0^2 + 36dh_0^3 + 20h_0^4)) + \quad (\text{B.67})$$

$$+2a^3b(d+h_0)(d+2h_0)(ch_0^3(d+2h_0)^3 + \quad (\text{B.68})$$

$$+b(d+h_0)^2(d^4 + 10d^3h_0 + 34d^2h_0^2 + 64dh_0^3 + 40h_0^4)). \quad (\text{B.69})$$

Nous avons donc déduit l'expression analytique de la pression. En connaissant la pression et l'épaisseur du contact en chaque point, il est facile d'obtenir le profil de la vitesse v_1 en utilisant l'équation [B.34](#) page [232](#).

Bibliographie

- [1] K. Lombaert: *Composition et evolution des especes particulaires à l'échappement d'un moteur diesel en fonction des parametres moteur et de la nature du carburant*. Thèse, Université Pierre et Marie Curie, 2002. [xi](#), [4](#)
- [2] G. Monteil et C. Lebeaud: *Réduction des frottements dans le contact segment-piston-chemise d'un moteur thermique, contribution à l'amélioration du rendement*. Dans *Ingénieurs de l'Automobile*, pages 46–51, mars 1998. [xi](#), [5](#)
- [3] M.A. Ejakov, A.R. Diaz, and H.J. Chock: *Numerical optimization of ring-pack behaviour*. SAE paper 1999-01-1521, Society of Automotive Engineers, 1999. [xi](#), [8](#)
- [4] D.B. Hamilton, J.A. Walowit, and C.M. Allen: *A theory of lubrication by micro-irregularities*. Transactions ASME Journal of Basic Engineering, 88:177–185, march 1966. [13](#), [75](#)
- [5] J.N. Anno, J.A. Walowit, and C.M. Allen: *Microasperity lubrication*. Transactions ASME Journal of Lubrication Technology, 91:351–355, 1968. [13](#)
- [6] L.L. Ting and J.E. Mayer: *Piston ring lubrication and cylinder bore wear analysis, part I - theory*. Transactions ASME Journal of Lubrication Technology, 110:112–118, 1974. [12](#)
- [7] N. Patir and H.S. Cheng: *An average flow model of determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication*. Transactions ASME Journal of Lubrication Technology, 100:12–16, 1978. [12](#)
- [8] S.M. Rohde: *A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication*. AGARD Lecture Series, Surface Roughness Effects in Hydrodynamic and Mixed Lubrication, ASME, pages 19–50, 1980. [12](#)
- [9] G.D. Knoll and H.J. Peeken: *Hydrodynamic lubrication of piston skirts*. Transactions ASME Journal of Lubrication Technology, 104(4):504–509, 1982. [11](#)
- [10] M.F. Richez, B. Constants, and K. Winquist: *Theoretical and experimental study of ring-liner friction force*. In *9th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, pages 122–131, 1983. [12](#)
- [11] M. Hoshi: *Reducing friction losses in automobile engines*. Tribology International, 7(4):185–189, 1984. [11](#)
- [12] M. Hoshi and Y. Baba: *A study of piston friction force in an internal combustion engine*. ASLE Transactions, 30(4):444–451, 1987. [11](#)
- [13] S. Sanda and T. Someya: *The effect of surface roughness on lubrication between a piston ring and a cylinder liner*. In *Proceedings IMechE, 1, C223*, pages 135–143, 1987. [12](#), [77](#)

Bibliographie

- [14] M. Takiguchi, K. Machida, and S. Furuhashi: *Piston friction force of a small high speed gasoline engine*. Transactions ASME Journal of Tribology, 110(1):112–118, 1988. 11
- [15] D.E. Richardson and G.L. Borman: *Theoretical and experimental investigation of oil films for application to piston ring lubrication*. Technical Paper Series 922341, Society of Automotive Engineers, 1992. 13
- [16] P.C. Sui and S. Ariga: *Piston ring pack friction and lubrication analysis of an automobile engine using mixed lubrication model*. Technical Paper Series 931937, Society of Automotive Engineers, 1993. 9, 12
- [17] S.K. Michail and G.C. Barber: *The effects of roughness on piston ring lubrication - part I : Model development*. Tribology Transactions, 38(1):19–26, 1995. 12
- [18] S.K. Michail and G.C. Barber: *The effects of roughness on piston ring lubrication - part II : The relationship between cylinder wall surface topography and oil film thickness*. Tribology Transactions, 38(1):173–177, 1995. 12
- [19] M. Takiguchi, H. Ando, T. Takimoto, and A. Uratsuka: *Characteristics of friction and lubrication of two-ring piston*. JSAE Review, 17(1):11–16, 1996. 9
- [20] T. Tian, V.W. Wong, and J.B. Heywood: *A piston ring-pack film thickness and friction model for multigrade oils and rough surfaces*. Technical Paper Series 962032, Society of Automotive Engineers, 1996. 13
- [21] R.I. Taylor: *Engine friction: the influence of lubricant rheology*. Journal of Engineering Tribology, 211(3):235–246, 1997. 12
- [22] V. Durga, N. Rao, B. Boyer, A. Cikanek, and D.M. Kabat: *Influence of surface characteristics and oil viscosity on friction behaviour of rubbing surfaces in reciprocating engines*. In *Fall Technical Conference ASME-ICE*, volume 31-2, pages 23–35, 1998. 11
- [23] C.M. Taylor: *Automobile engine tribology - design considerations for efficiency and durability*. Tribology Transactions, (221):1–8, 1998. 7
- [24] I. Etsion, Y. Kligerman, and G. Halperin: *Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces*. Tribology Transactions, 42:511–516, 1999. 13, 224
- [25] J. Galligan, A. Torrance, and G. Liraut: *A scuffing test for piston ring/bore combinations part I. stearic acid lubrication*. Wear, 236(1-2):199–209, 1999. 10
- [26] J. Galligan, A. Torrance, and G. Liraut: *A scuffing test for piston ring/bore combinations part II. formulated motor lubrication*. Wear, 236(1-2):210–220, 1999. 10
- [27] M. Priest, D. Dowson, and C. Taylor: *Theoretical modelling of cavitation in piston ring lubrication*. In *Proceedings IMechE, C214*, pages 435–447, 2000. 13, 75
- [28] O. Akalin and G.M. Newaz: *Piston ring - cylinder bore friction modeling in mixed lubrication: Part II - correlation with bench test data*. Trans. ASME - Journal of Tribology, 123(1):219–223, 2001. 9

- [29] E. Decencière et D. Jeulin: *Analyse et simulation de la surface de chemises de moteurs. Rapport d'avancement n°1*. Rapport interne Predit 97.T.0299, CMM-ENSMP, Juillet 1999. Confidentiel. [23](#), [25](#), [37](#), [54](#), [221](#)
- [30] E. Decencière et D. Jeulin: *Decomposition de la texture des chemises de moteurs. Rapport d'avancement n°2*. Rapport interne Predit 97.T.0299, CMM-ENSMP, Janvier 2000. Confidentiel. [23](#), [25](#), [221](#)
- [31] E. Decencière et D. Jeulin: *Etude du contact entre la chemise et le segment. Rapport d'avancement n°3*. Rapport interne Predit 97.T.0299, CMM-ENSMP, Janvier 2000. Confidentiel. [23](#), [25](#), [221](#)
- [32] E. Decencière and D. Jeulin: *Morphological decomposition of the surface topography of an internal combustion engine cylinder to characterize wear*. *Wear*, 249:482–488, 2001. [15](#), [19](#), [25](#)
- [33] T. Hatamake, Y. Wakuri, M. Soejima, and T. Kithara: *Some studies on the tribology of diesel engines*. In *23rd CIMAC world congress on combustion engine technology for ship propulsion, power generation, rail traction*, pages 1426–1440, 2001. [9](#)
- [34] A. Ronen, I. Etsion, and Y. Kligerman: *Friction reducing surface texturing in reciprocating automotive components*. *STLE Tribology Transactions*, 44:359–366, 2001. [13](#), [77](#), [94](#), [187](#), [188](#), [190](#), [224](#)
- [35] PSA, Renault, JPX, Esso, ENSMP(CMM) et ENSMM(LMS): *Optimisation des états de surface de chemises de moteurs en vue de réduire les frottements entre segments-piston et chemise. Utilisation d'outils nouveaux : analyse de surface et morphologie mathématique*. Bilan final Predit 97.T.0299, 2002. Confidentiel. [20](#), [21](#), [22](#), [54](#)
- [36] G. Ryk, Y. Kligerman, and I. Etsion: *Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components*. *STLE Tribology Transactions*, 45:444–449, 2002. [13](#)
- [37] F.P. Bowden and D. Tabor: *The friction and lubrication of solids, part I*. Clarendon, Oxford, 1950. [47](#)
- [38] F.P. Bowden and D. Tabor: *The friction and lubrication of solids, part II*. Clarendon, Oxford, 1964. [47](#)
- [39] J.F. Archard: *Surface topography and tribology*. *Tribology International*, 7:213–220, 1974. [47](#)
- [40] J.C. Klein: *Conception et réalisation d'une unité logique pour l'analyse quantitative d'images*. Thèse, Université de Nancy, France, 1977. [25](#)
- [41] D. Jeulin and P. Jeulin: *Synthesis of rough surfaces by random morphological models*. *Stereol. Jugosl.*, 3:239–246, 1981. [37](#)
- [42] J. Serra: *Image Analysis and Mathematical Morphology - Volume I*. Academic Press, London, 1982. [37](#)
- [43] S.R. Sternberg: *Morphology for grey tone functions*. *Computer Vision, Graphics and Image Processing*, 35, 1986. [39](#)

Bibliographie

- [44] J. Serra: *Image Analysis and Mathematical Morphology - Volume II : Theoretical Advances*. Academic Press, London, 1988. [39](#)
- [45] F. Meyer and S. Beucher: *Morphological segmentation*. *Journal of Visual Communication and Image Representation*, 1(1):21–46, September 1990. [32](#)
- [46] D. Jeulin: *Multivariate random image models*. *Acta Stereologica*, 11:59–66, 1992. [36](#)
- [47] J. Serra and P. Salembier: *Connected operators and pyramids*. In *SPIE: Non linear algebra and morphological image processing*, volume 2030, pages 65–76, July 1993. [25](#)
- [48] M. Pfestorf, U. Engel, and M. Geiger: *3d-surface parameters and their application on deterministic textured metal sheets*. *Int. J. Mach. Tools Manufact.*, 38(5-6):307–614, 1998. [54](#), [187](#)
- [49] U. Popp, T. Neudecker, U. Engel, and M. Geiger: *Surface characterization with regard to the tribological behaviour of sheet metal in forming processes*. In *Sheet Metal '99*, pages 303–310, September 1999. [54](#), [187](#)
- [50] P.G. Ciarlet: *Introduction à l'analyse numérique matricielle et à l'optimisation*. Dunod, 1990. [81](#), [83](#), [84](#)
- [51] R. Peyret and T.D. Taylor: *Computational Methods for Fluid Flow*. Springer-Verlag, 1990. [76](#), [88](#), [89](#)
- [52] L. Quartapelle: *Numerical solution of the incompressible Navier-Stokes equations*. Birkhauser Verlag, 1993. [76](#), [87](#)
- [53] L. Landau et E. Lifchitz: *Mécanique des fluides*. Ellipses, 1994. [76](#), [98](#)
- [54] D. Euvrard: *Résolution numérique des équations aux dérivées partielles*. Masson, Paris, 1994. [84](#)
- [55] N. Foster and D. Metaxas: *Realistic animation of liquids*. Technical report, Center for Human Modeling and Simulation, University of Pennsylvania, Philadelphia, PA 19104, 1995. [88](#)
- [56] C. Vuik, P. Wesseling, and S. Zeng: *Krylov subspace and multigrid methods applied to the incompressible Navier-Stokes equations*. Technical report, Faculty of Technical Mathematics and Informatics, TU Delft, Netherlands, 1995. [82](#)
- [57] C. Moulinec: *Contribution à la simulation numérique d'écoulements tridimensionnels sur des géométries complexes*. Thèse, Ecole Centrale de Nantes, 1996. [81](#), [88](#), [89](#), [91](#), [92](#)
- [58] S. Turek: *Efficient solvers for incompressible flow problems: An algorithmic approach in view of computational aspects*, October 1998. [79](#), [80](#)
- [59] A. Quarteroni, F. Saleri, and A. Veneziani: *Factorization methods for the numerical approximation of Navier-Stokes equations*. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 188:505–526, 2000. [87](#)
- [60] I. Cotoi: *Etude asymptotique de l'écoulement d'un fluide visqueux incompressible entre une plaque lisse et une paroi rugueuse*. Thèse, Université Blaise Pascal, Janvier 2000. [76](#)

- [61] D. Brown, R. Cortez, and M. Minion: *Accurate projection methods for the incompressible Navier-Stokes equations*. Journal of Computational Physics, 168:464–499, 2001. 87
- [62] J.H. Ferziger and M. Peric: *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer-Verlag, 3rd edition, 2002. 79, 80, 81, 83, 87
- [63] C. Caciù et E. Decencière: *Étude numérique de l'écoulement 3D d'un fluide visqueux incompressible entre une plaque lisse et une plaque rugueuse*. Rapport technique N-03/04/MM, Centre de Morphologie Mathématique, Ecole des Mines de Paris, Mars 2004. Confidentiel. 71
- [64] G. Monteil et C. Vincent: *Striation Laser de Matériaux Métalliques*. Rapport interne ADEME n°0166081, LMS-ENSMM, 2005. Confidentiel. 115, 116
- [65] C. Caciù and E. Decencière: *Numerical analysis of a 3D hydrodynamic contact*. International Journal for Numerical Methods in Fluids, Wiley, DOI: 10.1002(FLD.1164), Published Online: February 2006. 71
- [66] G. Matheron: *Schéma booléen séquentiel de partition aléatoire*. Rapport technique N-83, Centre de Morphologie Mathématique, École des Mines de Paris, 1968. 214
- [67] D.E. Goldberg: *Genetic Algorithms in Search, Optimization and machine Learning*. Addison-Wesley, 1989. 191, 192
- [68] D. Jeulin: *Morphological modelling of images by sequential random functions*. Signal Processing, 16:403–431, 1989. 214
- [69] R. Otten and L. van Ginneken: *The Annealing Algorithm*. Kluwer, Boston, 1989. 191
- [70] Z. Michalewicz and C. Z. Janikow: *Handling constraints in genetic algorithms*. In *Proceedings of the 5th International Conference on Genetic Algorithms*, pages 151–157, 1991. 192
- [71] J.H. Holland: *Adaptation in Natural and Artificial Systems*. MIT Press/Bradford Books, 1992. 191
- [72] M. Schoenauer and S. Xanthakis: *Constrained ga optimization*. In *Proceedings of the 5th International Conference on Genetic Algorithms, Urbana Champaign*, 1993. 193
- [73] M. Bousquet-Mélou: *A method for the enumeration of various classes of column-convex polygons*. Discrete Math., 154:1–25, 1996. 199
- [74] N. R. Harvey and S. Marshall: *The use of genetic algorithms in morphological filter design*. Signal Processing: Image Communication, (8):55–71, 1996. 192
- [75] N. R. Harvey and S. Marshall: *Grey-scale soft morphological filter optimization by genetic algorithms*. Technical report, University of Strathclyde, Glasgow, 1997. 192
- [76] C. Caciù, E. Decencière, and D. Jeulin: *Stochastic shape optimisation*. In C. Ronse, L. Najman and E. Decencière (Eds.), *Mathematical Morphology: 40 years on (Proceedings of ISMM'2005), Paris, France*, pages 333–342. Springer, April 2005. 190