ParisTech
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY

ARTS ET MÉTIERS ParisTech

2015-ENAM-0041

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité " Mécanique – Matériaux "

présentée et soutenue publiquement par

Simon JOLIVET

le 24 novembre 2015

Caractérisation tribodynamique de la bruyance denture pour la gestion du confort acoustique des conditions d'engrènement en fabrication

Directeur de thèse : **Mohamed EL MANSORI**
Co-encadrement de la thèse : **Sabeur MEZGHANI, Hassan ZAHOUANI**

Jury

M. Philippe KAPSA, Directeur de Recherche CNRS, LTDS – UMR 5513, Ecole Centrale de Lyon	Président
M. Christopher BROWN, Professeur, SML, Worcester Polytechnic Institute	Rapporteur
M. Khalid LAFDI, Professeur, UDRI, University of Dayton	Rapporteur
M. Mohamed EL MANSORI, Professeur, MSMP – EA 7350, Arts & Métiers ParisTech	Examinateur
M. Hassan ZAHOUANI, Professeur, LTDS – UMR 5513, Ecole Centrale de Lyon	Examinateur
M. Sabeur MEZGHANI, Maître de conférences, MSMP – EA 7350, Arts & Métiers ParisTech	Examinateur
M. Edoardo SURA, Docteur, Chef d'UET Industrialisation Pièces Prismatiques, Renault SAS	Examinateur
M. François RIOT, Chef d'UET Denture et Procédés Spéciaux, Renault SAS	Examinateur
M. Benoît JOURDAIN, Pilote Métier Pignonnerie, Renault SAS	Invité

T H È S E

Arts et Métiers ParisTech - Centre de Châlons-en-Champagne
Laboratoire de Mécanique, Surfaces et Procédés de Fabrication (MSMP)

Remerciements

Ces travaux de thèse se sont effectués dans le cadre d'un contrat CIFRE entre le laboratoire MSMP de l'ENSAM de Châlons-en-Champagne et l'entreprise Renault SAS. Je remercie ces deux structures pour m'avoir accueilli et permis d'effectuer ces travaux dans de bonnes conditions.

J'adresse mes remerciements à l'ensemble des membres du jury. Je remercie Monsieur Philippe Kapsa pour m'avoir fait l'honneur d'être le président de ce jury ainsi que pour ses commentaires constructifs. Je remercie par ailleurs Messieurs Khalid Lafdi et Christopher Brown pour le temps qu'ils ont pris à lire et à commenter mon manuscrit et pour avoir fait plusieurs milliers de kilomètres pour assister à ma soutenance.

Je remercie vivement mon directeur de thèse Monsieur Mohamed El Mansori pour avoir guidé ces travaux et avoir su prodiguer des conseils avisés ainsi que des idées et des commentaires percutants. Que Monsieur Sabeur Mezghani trouve ici toute ma gratitude pour les échanges scientifiques que nous avons eus au jour le jour et pour m'avoir soutenu tout au long de ces longues années : ce n'était pas chose facile ! Je remercie aussi Monsieur Hassan Zahouani avec qui j'ai pris plaisir à travailler lors de mes déplacements à Lyon au laboratoire du LTDS.

En ce qui concerne l'encadrement industriel de ces travaux, je tiens à remercier Monsieur Edoardo Sura pour avoir su me guider pour que je garde toujours en tête les aspects scientifiques et industriels de ces travaux. Sa confiance et son soutien m'ont permis d'avancer grandement dans cette aventure. Je tiens également à adresser toute ma gratitude à Monsieur Benoît Jourdain pour sa patience, sa perspicacité et pour m'avoir ouvert la porte sur le monde des engrenages. J'ai pris un très grand plaisir à travailler avec lui ; mes échanges techniques avec lui m'ont vraiment permis de surmonter de nombreux problèmes. Je remercie aussi Monsieur François Riot pour avoir accepté d'examiner mon travail et pour son accueil dans son UET à l'usine de Cléon lors de mes déplacements. Je remercie également Monsieur Patrice Duhaut qui a été très présent à la mise en place de cette thèse. J'en profite pour remercier mes collègues Renault, membres de l'UET Pièces de Révolution Mobiles du Technocentre et de l'UET Denture et Procédés Spéciaux de Cléon, ainsi que tous ceux que j'ai pu côtoyer.

Mes travaux expérimentaux et les mesures associées n'auraient pas pu être réalisés sans les aides précieuses de Messieurs Jérôme Isselin, Alain Giraudeau, Julien Voisin et Cédric Person du MSMP et Monsieur Roberto Vargiolu du LTDS. Leur contribution à ces travaux ne saurait être oubliée. Je remercie également les personnels techniques de l'ENSAM Châlons, en particulier Messieurs Joël Dlevaque, Frédéric Bastien, Thierry Undreiner et Vinesh Caussy pour leur aide et expertise technique, sans lesquelles le banc d'essai expérimental n'aurait pas vu le jour.

J'en profite aussi pour remercier les personnels administratifs de l'ENSAM, en particulier Mme. Catherine Epis qui m'a grandement facilité la vie dans toutes les tâches administratives.

J'adresse évidemment un grand merci à mes collègues doctorants de Châlons dont certains sont maintenant docteurs : Kévin, Faissal, Guillaume, Jinyang, Imane, Mohammed, Aymen pour ne citer qu'eux. L'ambiance et l'entraide qui ont régné pendant toutes ces années ont certainement contribué à donner à ce travail l'ampleur qu'il possède à présent.

Enfin, je tiens à remercier du fond du cœur mes amis, ils se reconnaîtront, ainsi que ma famille, et tout particulièrement mes parents et mon frère pour leur soutien inconditionnel dans les temps les plus difficiles et pour m'avoir poussé à avancer et aller jusqu'au bout.

Simon Jolivet, Novembre 2015.

Table des matières

Introduction Générale 16

Chapitre 1
Etude Bibliographique – Fonctionnel Vibratoire et Fabrication des Engrenages de Transmission Automobile 18

1. Introduction 18

2. Bruyance denture d'une transmission automobile 18

2.1. Définition d'une nuisance sonore 18
2.2. Nuisances sonores types d'un engrènement 19
2.2.1. Sirènement 19
2.2.2. Graillonnement 20
2.3. Sources vibratoires d'une transmission 21
2.3.1. Sources internes 21
2.3.2. Sources externes 22
2.4. Erreur de transmission – source principale de la bruyance denture 22
2.4.1. Erreur de transmission cinématique 23
2.4.2. Erreur statique de transmission sous charge 25
2.4.3. Erreur dynamique de transmission sous charge 26
2.5. Influence de l'état de surface des flancs de denture 26
2.6. Conclusions 27

3. Contrôle et mesure de la bruyance denture 27

3.1. Méthodes indirectes de contrôle 28
3.1.1. Contrôle de la qualité de fabrication 28
3.1.2. Contrôle de l'entraxe par engrènement 28
3.2. Mesure de l'erreur de transmission 29
3.3. Mesure des vibrations 31
3.3.1. Principe des mesures 31
3.3.2. Traitement du signal 31
3.4. Mesure de la pression acoustique 32
3.5. Conclusions 32

4. Fabrication des dentures 32

4.1. Opérations de taillage 33
4.1.1. Taillage à l'outil crémaillère 33
4.1.2. Taillage à l'outil pignon ou taillage couteau 33
4.1.3. Taillage fraise-mère (hobbing) 34
4.1.4. Fraisage à la fraise module 36
4.2. Opérations de finition 36
4.2.1. Rasage (shaving) 36
4.2.2. Rectification (grinding) 39
4.2.3. Rodage de puissance (powerhoning) 40
4.3. Conclusion 41

5. Méthodes de caractérisation de surface 41

5.1. Méthode statistique 42
5.2. Analyse spectrale 43
5.2.1. Transformée de Fourier 43
5.2.2. Densité spectrale de puissance 44
5.3. Analyse multiéchelle 44
5.4. Conclusions 46

6. Conclusions 46

Chapitre 2
Protocole expérimental : caractérisation non-destructive et multiéchelle de surface denture, mesures de bruit de frottement et développement d'un banc d'essai vibratoire instrumenté 48

1. Introduction 48

2. Démarche expérimentale 48

3. Métrologie multiéchelle des flancs de denture 49

3.1. Mesure de la forme des dents (macro-échelle) 49
3.1.1. Profil et hélice 50
3.1.2. Rayon sous bille (RSB) 50
3.1.3. Battement simple radial F_r 51
3.1.4. Ecart cumulé total de pas F_p 51
3.1.5. Ecart de direction de profil fH_α et d'hélice fH_β 51
3.1.6. Bombé de profil C_α et d'hélice C_β 52
3.2. Mesure des états de surface (micro-échelle) 53
3.3. Méthodologie de réplication de surface 54
3.3.1. Intérêt de la méthode de réplication 54
3.3.2. Procédure expérimentale 54
3.3.3. Résultats et conclusions 57
3.4. Conclusions 61

4. Moyens expérimentaux 61

4.1. Echantillons étudiés 62
4.2. Mesures du bruit de frottement 62
4.2.1. Caractéristiques du moyen de mesure 62
4.2.2. Validation de la mesure 63
4.3. Banc d'essai vibratoire instrumenté 65
4.3.1. Caractéristiques du banc 65
4.3.2. Validation des mesures 67
4.4. Conclusions 71

5. Conclusion 71

Chapitre 3
Etude expérimentale et multiéchelle de la relation Procédé – Surface – Fonction (bruyance denture) 74

1. Introduction 74

2. Caractérisation géométrique multiéchelle de dentures générées par différents procédés 74

2.1. Caractérisation dimensionnelle des échantillons étudiés 75
2.2. Caractérisation topographique multiéchelle des échantillons étudiés 75
2.2.1. Evolution des écarts géométriques de la surface des dentures tout au long de la gamme de production 75
2.2.2. Caractérisation multiéchelle de la finition denture 78
2.3. Conclusions 80

3. Influence de la finition denture sur les vibrations à l'échelle de l'engrenage 80

3.1. Régime sec 81
3.1.1. Evolution de la surface des flancs au cours de l'engrènement 81
3.1.2. Evolution de la réponse vibratoire au cours de l'engrènement 82
3.1.3. Relation entre l'évolution des surfaces des flancs et la réponse vibratoire 83
3.2. Régime lubrifié 83
3.2.1. Evolution de la surface des flancs au cours de l'engrènement 83
3.2.2. Evolution de la réponse vibratoire au cours de l'engrènement 86
3.2.3. Relation entre l'évolution des surfaces des flancs et la réponse vibratoire 89
3.3. Conclusions 91

4. Influence de la finition denture sur les vibrations à l'échelle du contact 92

4.1. Bruit de frottement après engrènement en régime sec 92
4.1.1. Influence de l'engrènement en régime sec sur l'état de surface 92
4.1.2. Influence de l'engrènement en régime sec sur le bruit de frottement 93
4.2. Bruit de frottement après engrènement en régime lubrifié 96
4.2.1. Influence de l'engrènement en régime lubrifié sur l'état de surface 96
4.2.2. Influence de l'engrènement en régime lubrifié sur le bruit de frottement 98
4.3. Fréquences de bruit de frottement et échelles de rugosité 101
4.4. Conclusions 105

5. Conclusion 105

Chapitre 4
Etude numérique multiéchelle de la réponse vibratoire d'un engrenage 106

1. Introduction 106

2. Simulation à l'échelle du contact 3D entre deux surfaces rugueuses 106

2.1. Description du modèle 106
2.2. Variables d'entrée du modèle de contact 108
2.2.1. Variables macro-géométriques 108
2.2.2. Variables micro-géométriques 108
2.3. Impact des caractéristiques surfaciques sur les vibrations du pion 109
2.3.1. Impact de la macro-géométrie sur les vibrations du pion 110
2.3.2. Impact de la distribution de surface sur les vibrations du pion 111
2.3.3. Impact de l'amplitude de rugosité sur les vibrations du pion 112
2.3.4. Impact de la longueur d'autocorrélation sur les vibrations du pion 112
2.3.5. Analyse de la variance du comportement vibratoire du pion 113

2.4. Conclusions 115

3. Simulation à l'échelle d'un engrenage hélicoïdal et calcul de l'erreur de transmission 115

3.1. Description du modèle 115
3.2. Paramètres d'entrée du modèle numérique 117
3.3. Résultats 118
3.3.1. Influence de l'amplitude de rugosité S_q 119
3.3.2. Influence de la longueur d'autocorrélation S_{al} 120
3.3.3. Influence de l'anisotropie des flancs en termes de longueur d'autocorrélation 121
3.4. Comparaison des simulations avec les essais expérimentaux 122
3.5. Conclusions 124

4. Conclusion 124

Conclusions et perspectives 126

Approche expérimentale multiéchelle 126

A l'échelle d'un engrenage 126
A l'échelle du contact entre flancs de dentures 127

Approche numérique multiéchelle 127

A l'échelle de la surface denture 127
A l'échelle d'un engrenage 128

Annexe A – Productions scientifiques 130

Publications en revues internationales 130

Présentations en congrès internationaux 130

Références 132

Liste des figures

Figure 1.1. Niveaux d'audibilité des sons vis-à-vis de la pression acoustique [2]. 19
Figure 1.2. Bande de fréquence audible par l'homme [3]. 19
Figure 1.3. Schéma illustrant le caractère non linéaire de la variation de la raideur d'une dent due au phénomène de flexion [12]. 20
Figure 1.4. a) Spectre fréquentiel d'un engrenage sain ; b) Spectre fréquentiel d'un engrenage qui sirène. f_e est la fréquence d'engrènement définie par le produit de la vitesse de rotation de l'arbre (rad.s^{-1}) par le nombre de dents de la roue. 20
Figure 1.5. Description du phénomène de graillonnement. En bleu, la vitesse angulaire du pignon menant ; en rouge, la vitesse angulaire du pignon mené [13]. 21
Figure 1.6. Sources vibratoires d'une transmission. 21
Figure 1.7. Mesure de l'écart de profil [28]. 23
Figure 1.8. Erreur de distorsion dans le cas d'une denture hélicoïdale [29]. 23
Figure 1.9. Ecarts de division individuelle à gauche et cumulée à droite [28], où P_t est le pas transversal, f_{pk} l'écart de pas transversal et F_{pk} l'écart cumulé sur k pas. 24
Figure 1.10. Défaut d'excentricité (aussi appelé faux rond). 24
Figure 1.11. Défauts de parallélisme des arbres [39]. 25
Figure 1.12. Correction de profil de denture [23]. 26
Figure 1.13. (a) Mesure de l'erreur composée radiale [60] ; (b) Mesure de l'erreur composée tangentielle par roulement de deux disques [61] ; (c) Mesure de l'erreur composée tangentielle avec un appareil universel [61] ; Mesure de l'erreur de transmission dynamique (d) à l'aide de codeurs optiques [62] et (e) à l'aide d'accéléromètres [63]. 30
Figure 1.14. Exemple de montage avec un accéléromètre placé radialement sur le carter [9]. 31
Figure 1.15. Principe du taillage avec un outil crémaillère [69]. 33
Figure 1.16. Principe du taillage à l'outil pignon. 33
Figure 1.17. Principe du taillage à la fraise-mère. Les flèches représentent les vitesses d'avance possibles de l'outil [1]. 34
Figure 1.18. Fraise à lames rapportées montée et démontée (à gauche) et fraise monobloc (à droite) (sources *Saazor* et *Samputensili*). 34
Figure 1.19. Illustration de la longueur maximale utilisable par la meule-mère, indiquée par la double-flèche rouge [72]. 35
Figure 1.20. Exemples de dentures taillées à la fraise-mère et au couteau (arbre primaire boîte de vitesse J Renault SAS). 35
Figure 1.21. Exemple d'opération de fraisage à la fraise module d'un pignon à dentures spiro-conique (source *Gearsolutions*) 36
Figure 1.22. Principe du procédé de rasage (d'après [73]). 37
Figure 1.23. Photo des dents d'un outil de rasage (source *Samputensili*) 37
Figure 1.24. Vue de coupe du rasage en plongée (X et X0 représentent les axes de rotation de la roue et de l'outil respectivement) 37
Figure 1.25. (a) Pas de pression entre l'outil et la pièce ; (b) Pression entre l'outil et la pièce. K est un point de la ligne de contact, I le point primitif et C la ligne de contact. 38
Figure 1.26. Lignes de glissement du galet sur le flanc lors de l'opération de rasage sur une denture droite. En rouge sont les résultantes des lignes de glissement telles qu'elles apparaissent sur les flancs après l'opération. 38

Figure 1.27. Procédés de finition – (a) rectification par meule mère ; (b) rectification par meule-assiette ; (c) rectification par meule-module ; (d) rodage (powerhoning) par engrènement interne [15]. 39
Figure 1.28. (a) Rectification par meule mère. L'outil est en bleu et la denture à rectifier en grise ; (b) cinématique de l'opération. 39
Figure 1.29. Exemples de topographies types obtenues après rectification sur une denture droite [72]. Sur une denture hélicoïdale, la direction des stries est celle de l'hélice. 40
Figure 1.30. Rodage d'un pignon (source *Raunaq*). 40
Figure 1.31. (a) Schéma des lignes de glissement d'un flanc powerhoné et des composantes de la vitesse de coupe ; (b) exemple de topographie type obtenue après powerhoning [72]. 41
Figure 1.32. Exemple de rose d'anisotropie pour une surface rodée d'une chemise de carter cylindre [76]. 44
Figure 1.33. (a) Comparaison entre le pavage espace-fréquence de la Transformée de Fourier à Court Terme et (b) le pavage espace-échelle de la Transformée par Ondelettes Continues. 45

Figure 2.1. (a) Photographie d'un arbre secondaire de boîte J pris entre pointes sur la machine tridimensionnelle, le palpeur venant en contact avec les dents ; (b) Exemple de document produit par la machine après la mesure (procès-verbal) regroupant l'ensemble des mesures des critères macro-géométriques [81]. 49
Figure 2.2. Exemple de relevé de profil et d'hélice [28]. 50
Figure 2.3. Mesure de l'écart de profil, ici noté $F_{f\alpha}$ [28]. 50
Figure 2.4. Le rayon sous bille RSB correspond à la moyenne des mesures de rayons R [28]. 51
Figure 2.5. Battement simple radial à la bille F_r dans le cas d'une denture extérieure [28]. 51
Figure 2.6. Erreur cumulée de pas (décalage circulaire) [82]. 51
Figure 2.7. Définition du bombé de profil mesuré [28]. B et D sont les intersections de la droite représentant la direction de référence et les limites de la longueur d'exploitation. A et B sont les intersections entre la droite représentant la direction effective et les limites de la longueur d'exploitation. La longueur AD correspond à l'écart de direction de profil. 52
Figure 2.8. Descriptif des bombés (a) de profil et (b) d'hélice [28]. 52
Figure 2.9. Définition du bombé de profil [28] 52
Figure 2.10. Interféromètre optique WYKO pour la mesure des topographies 3D. 53
Figure 2.11. Micro-topographies 3D des cinq surfaces de référence. L'échelle de couleur est en millimètres. (**a**) S_a = 1.55 µm ; (**b**) S_a = 1.34 µm ; (**c**) S_a = 0.96 µm ; (**d**) S_a = 0.44 µm ; (**e**) S_a = 0.29 µm. 55
Figure 2.12. Exemple d'échantillons répliqués par chaque résine. De gauche à droite : Technovit, Provil Novo, Microset, ReplisetF1, ReplisetF5. 55
Figure 2.13. (**a**) Principe des mesures par modulation de force ; (**b**) vue de dessus de la zone mesurée. 56
Figure 2.14. Rigidités relatives des différentes résines. 57
Figure 2.15. Spectres de rugosité SMa des cinq surfaces de référence issus de mesure directe par interférométrie. 57
Figure 2.16. Différence relative pour le paramètre S_a en fonction de la rugosité des surfaces de référence et de la rigidité relative des résines. La partie grisée est la zone

où $A \geq 2$ et indique que la différence entre les mesures directes et indirectes est importante lorsque l'on prend en compte la répétabilité de chaque mesure. 59
Figure 2.17. Différence relative pour les paramètres fonctionnels en fonction de la rugosité des surfaces de référence et de la rigidité relative des résines. (**a**) S_{pk} ; (**b**) S_{vk} et (**c**) S_k. La partie grisée est la zone où $A \geq 2$ et indique que la différence entre les mesures directes et indirectes est d'importance lorsque l'on prend en compte la répétabilité de chaque mesure. 60
Figure 2.18. Exemple de spectre de rugosité multiéchelle entre une mesure directe et une mesure sur une réplique. Ici la résine utilisée est Provil Novo et la surface de référence possède un S_a de 0,44 µm. Les coefficients de corrélation sont indiqués pour chaque bande d'échelles. 60
Figure 2.19. Coefficients de corrélation inférieurs à 0,75 entre les spectres de rugosité SMa des mesures sur les répliques et celles directes, en fonction de la rugosité S_a des surfaces de référence et de la rigidité relative des résines. 61
Figure 2.20. Gamme de fabrication simplifiée des échantillons. Seules les opérations affectant la surface des flancs sont indiquées. 62
Figure 2.21. Schéma du dispositif de mesure de bruit de frottement pour les flancs de denture 63
Figure 2.22. Signal brut d'une mesure sur un échantillon rectifié. L'amplitude vibratoire est en bleu et l'effort normal en rouge. 64
Figure 2.23. Signal regroupant les allers d'une mesure sur une pièce rectifiée. 64
Figure 2.24. Niveaux vibratoires moyens calculés sur chaque dent sur une pièce de chaque lot afin de vérifier la répétabilité de la mesure sur une pièce. 64
Figure 2.25. Banc d'essai instrumenté de faible puissance pour mesurer les vibrations d'un engrenage simple étage développé au laboratoire MSMP 65
Figure 2.26. Zoom sur le montage contenant l'engrenage étudié. 66
Figure 2.27. (**a**) Schéma des types de roulements utilisés ; (**b**) Photo des échantillons, avec à gauche un arbre primaire et à droite un arbre secondaire. 66
Figure 2.28. Viscosité dynamique des lubrifiants utilisés lors des essais. Le rectangle vert indique la plage de température de l'huile lors des essais. 67
Figure 2.29. Déroulement des essais. **'E'** indique une prise d'empreinte et les zones **vertes** une acquisition vibratoire. 67
Figure 2.30. Procédure d'essais pour vérifier la répétabilité des mesures vibratoires. 68
Figure 2.31. Les trois spectres vibratoires d'une pièce rectifiée pour la vérification de la répétabilité : (a) premier essai ; (b) après un premier démontage/remontage ; (c) après un second démontage/remontage. 69
Figure 2.32. Spectres vibratoires des mesures sur une pièce rectifiée sans chargement effectuées à (a) 1260 et (b) 1500 tours par minute. H1 et H2 sont les deux premières harmoniques d'engrènement respectivement à 483,7 et 575 Hz. 70
Figure 2.33. Spectres vibratoire obtenus (a) sur le banc d'essai du laboratoire MSMP et (b) sur le banc industriel Renault. H1 et H2 sont les deux premières harmoniques d'engrènement respectivement à 483,7 et 575 Hz. 71

Figure 3.1. Groupe motopropulseur électrique (GMPé) développé par Renault. La partie étudiée est la partie gauche de l'encadré rouge. 75
Figure 3.2. Micro-topographies 3D (2 mm x 2 mm) de flancs de denture générées respectivement (a) après taillage fraise-mère ; (b) après rasage ; (c) après traitement thermochimique; (d) après grenaillage (sans finition) ; (e) par rectification avec une

meule mère ; (f) par powerhoning avec un engrenage interne. L'échelle des couleurs est en millimètres et le sommet de la dent est vers le haut des topographies. 77
Figure 3.3. Paramètres ISO 25178 calculés après chaque étape de la gamme de fabrication. 78
Figure 3.4. Signature multiéchelle, SMa, des surfaces de flancs après chaque opération de la gamme. 79
Figure 3.5. Signature Process Multiéchelle (MPS) de chaque opération de la gamme de fabrication des dentures.....80
Figure 3.6. Evolution des SMa pendant les tests vibratoires à sec pour les pièces générées (a) sans finition ; (b) par rectification ; (c) par powerhoning. 82
Figure 3.7. Paramètre L_e au cours du temps pour chaque type de pièces et pour les essais réalisés à sec. 82
Figure 3.8. Evolution des SMa pendant les essais lubrifiés avec l'huile 'A' pour les dentures générées (a) sans finition ; (b) par rectification ; (c) par powerhoning. 84
Figure 3.9. Evolution des SMa pendant les essais lubrifiés avec l'huile 'B' pour les dentures générées (a) sans finition ; (b) par rectification ; (c) par powerhoning. 85
Figure 3.10. Paramètre L_e au cours du temps pour chaque type de pièces et pour les essais lubrifiés réalisés (**a**) avec l'huile 'A' et (**b**) avec l'huile 'B'. 87
Figure 3.11. Evolution des amplitudes des trois premières harmoniques d'engrènement au cours du temps pour chaque configuration étudiée. 88
Figure 3.12. Contribution des différents facteurs et leurs interactions sur la moyenne des amplitudes des trois premières harmoniques d'engrènement (L_e). Les interactions sont notées avec un astérisque entre les deux facteurs interagissant. En vert, les contributions positives et en rouge les contributions négatives Les contributions avec des facteurs qualitatifs sont en bleus. 91
Figure 3.13. Spectres de rugosité multiéchelles, SMa, des dentures générées (**a**) sans finition ; (**b**) par rectification ; (**c**) par powerhoning avant et après essai vibratoire à sec. 93
Figure 3.14. Signature multiéchelle de l'engrènement (SME) des dentures après essai vibratoire à sec. 93
Figure 3.15. Niveaux vibratoires moyens en Décibel pour les essais à sec, par rapport à une référence de 1.10^{-6} $mm.s^2$. Les mesures ont été réalisées à une vitesse de 10 $mm.s^{-1}$ 94
Figure 3.16. Fréquences principales des modes de bruit de frottement et les amplitudes associées pour les mesures effectuées à 10 $mm.s^{-1}$ dans des conditions d'essai à sec pour les pièces générées (**a**) sans finition ; (**b**) par rectification ; (**c**) par powerhoning. 96
Figure 3.17. Spectres de rugosité multiéchelles, SMa, des pièces générées (**a**) sans finition ; (**b**) par rectification ; (**c**) par powerhoning avant et après essai lubrifié. 97
Figure 3.18. Signature multiéchelle de l'engrènement (SME) des dentures après essai vibratoire (a) en régime lubrifié avec l'huile 'A' et (b) avec l'huile 'B'. 97
Figure 3.19. Niveaux vibratoires moyens en dB, par rapport à une référence de 1.10^{-6} $mm.s^2$, pour des mesures réalisées à une vitesse de 10 $mm.s^{-1}$ 98
Figure 3.20. Fréquences principales des modes de bruit de frottement et les amplitudes associées pour les mesures effectuées à 10 $mm.s^{-1}$ dans des conditions d'essai lubrifiées pour les pièces générées (**a**) sans finition ; (**b**) par rectification ; (**c**) par powerhoning. 100
Figure 3.21. Spectres de rugosité multiéchelles, SMa, des pièces finies (a) avant essai vibratoire ; (b) après essais lubrifiés avec l'huile visqueuse 'B' ; (c) après essais lubrifiés avec l'huile fluide 'A' ; (d) après essais non-lubrifiés. 101

Figure 3.22. Niveaux vibratoires moyens en dB, par rapport à une référence de 1.10^{-6} $mm.s^2$, pour des mesures réalisées à une vitesse de 20 $mm.s^{-1}$.....102
Figure 3.23. Fréquences principales des modes de bruit de frottement et les amplitudes associées pour les mesures effectuées à 20 $mm.s^{-1}$ pour chaque condition d'essai : (**a**) Après essai avec l'huile visqueuse 'B' ; (**b**) Après essai avec l'huile fluide 'A' ; (**c**) Après essai à sec.....103
Figure 3.24. Relation entre l'échelle caractéristique de rugosité et la fréquence du mode propre principal lors des mesures de bruit de frottement avec une vitesse de (a) 10 $mm.s^{-1}$ et (b) 20 $mm.s^{-1}$. Les '×' représentent les points provenant des mesures et les pointillés ceux du modèle.....104

Figure 4.1. (a) Mise en évidence des trois phases de l'engrènement de deux dents. La ligne bleue représente la ligne de contact, tangente aux deux cercles primitifs ; (b) Conditions de vitesse et de pression au cours du déplacement du pion.....107
Figure 4.2. Conditions limites du modèle numérique du contact Cylindre / Plan. ...107
Figure 4.3. Maillage global du pion et du support et agrandissement de la zone du maillage de la couche surfacique du support. 108
Figure 4.4. Conditions limites du modèle numérique du contact Plan / Plan. 108
Figure 4.5. Exemples de topographies de surface intégrées dans les simulations. Il s'agit ici des distributions gaussiennes. 109
Figure 4.6. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques S_q = 0,9 µm, S_{al} = 50 µm et un rayon de courbure de (a) C = 10 cm ; (b) C = 20 cm et (c) C = ∞.....110
Figure 4.7. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques S_q = 0,5 µm, S_{al} = 50 µm et un rayon de courbure de (a) C = 10 cm ; (b) C = 20 cm et (c) C = ∞.....111
Figure 4.8. Spectres vibratoires obtenus pour une surface avec pour caractéristiques C = ∞, S_q = 0,5 µm, S_{al} = 50 µm (a) avec une distribution gaussienne et (b) une distribution exponentielle.....111
Figure 4.9. Spectres vibratoires obtenus pour une surface avec pour caractéristiques C = ∞, S_q = 0,8 µm, S_{al} = 90 µm (a) avec une distribution gaussienne et (b) une distribution exponentielle.....112
Figure 4.10. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques C = 10 cm, S_{al} = 50 µm (a) S_q = 0,2 µm et (b) S_q = 0,8 µm. 112
Figure 4.11. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques C = 10 cm, S_{al} = 90 µm (a) S_q = 0,2 µm et (b) S_q = 0,8 µm. 112
Figure 4.12. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques C = 10 cm, S_q = 50 µm (a) S_{al} = 10 µm et (b) S_{al} = 90 µm. 113
Figure 4.13. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques C = 10 cm, S_q = 80 µm (a) S_{al} = 10 µm et (b) S_{al} = 90 µm. 113
Figure 4.14. Contributions en pourcentage de chaque facteur sur le niveau vibratoire moyen. Les interactions sont indiquées avec un astérisque entre les deux facteurs interagissant. 114
Figure 4.15. Contributions en pourcentage de chaque facteur sur le Kurtosis. Les interactions sont notées avec un astérisque entre les facteurs.....115

Figure 4.16. Images (a) de l'arbre primaire et (b) du pignon de descente. 116
Figure 4.17. Vue d'ensemble du maillage des pièces avec zoom sur les dentures. ..116
Figure 4.18. Couche d'éléments raffinés sur le flanc de l'arbre primaire (haut de dent du pignon de descente).....116
Figure 4.19. Trois topographies mesurées directement sur les pièces utilisées expérimentalement pour les essais vibratoires à sec. Les flancs sont (a) sans finition ; (b) rectifiés ; (c) powerhonés. 118
Figure 4.20. (a) Calcul de l'erreur de transmission (ET) pour la simulation d'un flanc rectifié ; (b) signal de l'ET reconstitué sur une rotation d'arbre primaire. 119
Figure 4.21. Spectre de Fourier du signal de la figure précédente.....119
Figure 4.22. Spectres de l'erreur de transmission pour des surfaces ayant une même longueur d'autocorrélation S_{al} de 50 µm et des rugosités quadratiques S_q de 0,2, 0,5 et 0,9 µm. 120
Figure 4.23. Comparaison des niveaux moyens de l'erreur de transmission pour une longueur d'autocorrélation S_{al} = 50 µm et pour trois rugosités quadratiques (S_q).....120
Figure 4.24. Spectres de l'erreur de transmission pour des surfaces ayant une même amplitude de rugosité (S_q = 0,5 µm) et des longueurs d'autocorrélation de 30, 90 et 150 µm. 121
Figure 4.25. Comparaison des moyennes des trois premières harmoniques d'engrènement de l'erreur de transmission pour six longueurs d'autocorrélation. ...121
Figure 4.26. Spectres de l'erreur de transmission pour des surfaces ayant une même amplitude de rugosité et des longueurs d'autocorrélation de 50 µm dans la direction d'hélice et de 30, 90 et 150 µm dans la direction de profil.....122
Figure 4.27. Comparaison des moyennes des trois premières harmoniques d'engrènement de l'erreur de transmission pour les cas d'anisotropie. 122
Figure 4.28. Spectres des simulations avec les surface introduites mesurées sur des flancs générés (a) Sans finition ; (b) avec finition (rectification ou powerhoning). ..123
Figure 4.29. Comparaison des résultats expérimentaux et numériques. H1 et H2 renvoient respectivement aux harmoniques 1 et 2 des spectres. R : Rectification ; PH : Powerhoning et SF : Sans finition. 124

Figure 5.1. Banc d'essai instrumenté de faible puissance pour mesurer les vibrations d'un engrenage simple étage développé au laboratoire MSMP.....127
Figure 5.2. Dispositif de mesure de bruit de frottement pour les flancs de denture. 127

Liste des tableaux

Tableau 2.1. Caractéristiques des cinq résines étudiées données par les fournisseurs. 56
Tableau 2.2. Différences relatives de l'amplitude des trois premières harmoniques d'engrènement des mesures 2 et 3 par rapport à la première servant de référence. 68

Tableau 3.1. Augmentation relative par rapport au niveau moyen du régime stabilisé pendant les deux heures d'essai. 87
Tableau 3.2. Différences relatives en pourcentages entre les niveaux vibratoires moyens après passage sur banc d'essai vibratoire en régime sec et la référence avant passage sur banc. 94
Tableau 3.3. Différences relatives en pourcentages entre les niveaux vibratoires moyens après passage sur banc d'essai vibratoire et la référence avant passage sur banc. 98

Tableau 4.1. Paramètres géométriques et des matériaux utilisés dans le modèle numérique. 107
Tableau 4.2. Paramètres matériaux utilisés. 117
Tableau 4.3. Variabilité des paramètres surfaciques étudiés. 117
Tableau 4.4. Calcul des longueurs d'autocorrélation dans les directions de profil et d'hélice pour les trois configurations étudiées. 118
Tableau 4.5. Comparaison des résultats expérimentaux obtenus au tout début des essais et des simulations numériques. 123

Introduction Générale

Les systèmes d'engrenages se sont révélés au fil des siècles être l'un des moyens les plus performants pour la transmission d'un couple mécanique. Le principe est basé sur l'utilisation de roues dentées. A l'échelle du mécanisme, le mouvement d'engrènement est continu sous l'hypothèse d'une géométrie parfaite et de dents indéformables. Toutefois, ce n'est pas le cas localement, à l'échelle des dents, où la cinématique du mouvement est discrète.

Les avantages des engrenages sont nombreux : le rapport de transmission est indépendant de la puissance qui est transmise, le mouvement global est précis, le rendement est très élevé (supérieur à 0,95), et la puissance est transmissible dans une large gamme de vitesses. Cependant, leur plus grand défaut est d'être générateur de vibrations et donc de nuisances sonores. L'industrie automobile fait face à des seuils acoustiques de plus en plus faibles pour le ressenti client, notamment dans le cadre du développement des moteurs et véhicules électriques vu des contraintes énergétiques et environnementales de plus en plus sévères. En effet, la combustion du moteur n'est plus présente pour couvrir les bruits nuisibles de la transmission. Toutefois, bien qu'étant aujourd'hui un objectif majeur, il doit s'inscrire dans une dynamique répondant aussi aux caractéristiques suivantes :

- longue durée de vie afin d'éviter les problèmes mécaniques telles que les usures de surface et les fissures ;
- tenue en chargement ;
- rendement optimal de la denture afin de réduire les émissions polluantes.

Dans un engrenage, les sources excitatrices les plus importantes sont produites principalement par la variation de la raideur d'engrènement, due elle-même à la variation du chargement et de la longueur contact au cours du temps. Toutefois, il est aujourd'hui établi que les excitations produites ainsi ne parviennent pas à elles-seules à expliquer le comportement vibratoire des engrenages et que les écarts géométriques représentent une source de vibrations interne non négligeable. En effet, les contacts entre les dents et les couplages élastiques entre les parties structurelles conduisent à une délocalisation, plus ou moins grande, des zones de contact. Ceci est d'autant plus vrai et amplifié par la réduction de masse qui passe par l'intégration d'ensemble mécanique présentant des géométries complexes et des parties flexibles (roues allégées, voiles minces…) dans la conception des boîtes de transmission.

Ces écarts géométriques ne sont pas aujourd'hui reliés à la dynamique de contact entre les dentures. Les précisions macro et micro-géométrique de ces dernières dépendent étroitement de la stratégie process adoptée pour leur fabrication. Dans l'automobile, les surfaces des dentures sont parachevées avec différents process basés sur l'enlèvement de matière et généralement en deux étapes : ébauche et finition avant traitement thermique avec le procédé de rasage (*shaving*) ou finition après traitement thermique par rectification (*grinding*) ou powerhoning (rodage de puissance). Dans certains cas, pour des raisons de tenue au chargement ou à l'usure par exemple, ces procédés peuvent être combinés. Il s'agit dans tous les cas d'approcher au plus près les spécifications données sur le plan du produit établi par le bureau d'étude. Néanmoins, ces spécifications sont souvent limitées à des critères dimensionnels

(interférence entre dents, entraxe…) et macro géométriques (profil et hélice des dents). Ceci rend plus difficile, sur le plan du process, la conception des technologies dentures dont l'innovation conduit à la combinaison du triptyque fonctionnel lié à une amélioration de rendement, une réduction du bruit et une augmentation de la durée de vie.

La réduction du niveau sonore reste en effet le verrou technologique décisif dans ce triptyque fonctionnel. Car si le problème de bruyance denture est résolu à la source, on peut se passer des mesures secondaires en découplant la propagation sonore par des amortisseurs ou du capotage. L'originalité de ce travail de thèse est donc de traiter la source vibro-acoustique denture liée à l'état de surface générée par enlèvement de matière dans le but d'établir des relations entre les caractéristiques géométriques multiéchelles des dentures et les performances fonctionnelles acoustiques.

Ainsi, l'organisation du présent mémoire s'articule de la manière suivante :

- Le premier Chapitre est dédié à l'étude de l'existant sur le bruit d'engrènement ainsi que sur ses sources, les méthodes de qualification fonctionnelle de la bruyance denture, les procédés de fabrication des flancs utilisés dans l'industrie automobile et les méthodes de caractérisation des surfaces. Cette partie permettra d'introduire la problématique et la démarche scientifique qui consistent à établir le lien entre les caractéristiques surfaciques des flancs de denture et la génération de vibrations de l'engrenage.

- Le second Chapitre présente la démarche expérimentale ainsi que les moyens utilisés et développés pour sa mise en œuvre. Ces moyens expérimentaux sont une méthode de contrôle non destructive de surface des dentures, un dispositif de mesure du bruit de frottement et un banc d'essai vibratoire instrumenté de faible puissance pour effectuer des mesures sur un engrenage simple étage.

- Le troisième Chapitre est consacré à l'étude expérimentale du bruit d'engrènement. Celle-ci se divise en deux parties distinctes par leur échelle d'étude. La première mettra en avant les résultats obtenus à l'échelle de l'engrenage et au lien entre les échelles surfaciques et les vibrations générées. La seconde se focalisera plus sur le contact local et le bruit généré par les aspérités de surfaces.

- Le quatrième Chapitre concerne les méthodes de simulation numérique utilisées pour la qualification fonctionnelle des surfaces de denture à deux échelles principales : au niveau du contact entre deux surfaces rugueuses et au niveau de l'engrènement de plusieurs dents. L'influence des différents paramètres de surface sur la génération de vibrations sera comparée et discutée.

Chapitre 1

Etude Bibliographique – Fonctionnel Vibratoire et Fabrication des Engrenages de Transmission Automobile

1. Introduction

La réduction des vibrations des engrenages est un problème mis au jour depuis les années 1950. En effet, c'est à cette époque où les machines-outils ont introduit les engrenages comme étant une source excitatrice à part entière. Depuis, de nouveaux critères acoustiques et vibratoires ont imposé une nouvelle pression technologique, poussant la recherche à comprendre les phénomènes et paramètres mis en jeu. Dans l'industrie automobile, les boîtes de vitesse et leur environnement sont réalisés afin de limiter les sons perceptibles par le client au volant. Les développements des groupes motopropulseurs (GMP) électriques et hybrides ont impacté les seuils acceptables de bruyance générée par les boîtes de vitesse à engrenages. En effet, ces motorisations ne couvrent plus autant le bruit de la transmission que les moteurs à combustion interne. C'est dans ce cadre que s'inscrit notre étude.

L'objectif de cette étude bibliographique est de faire un état des lieux sur les travaux de recherche qui traitent les vibrations générées par les engrenages de transmission automobile. Cette partie passe en revue l'étude des travaux scientifiques qui se sont penchés sur la caractérisation de la bruyance denture et son contrôle, sur la fabrication des dentures et sur la caractérisation des surfaces ainsi générées.

De ce fait, ce chapitre est divisé en quatre parties. La première fera l'objet d'un rappel sur le type de bruit d'engrenage étudié en mettant l'accent sur ses sources ainsi que sur les défauts et phénomènes qui peuvent l'amplifier. La deuxième partie permettra de mettre en avant les différentes méthodes utilisées en industrie et en laboratoire pour mesurer et quantifier la bruyance denture. La troisième partie sera consacrée aux descriptions littérale et physique des méthodes de fabrication de dentures, en passant de la génération à la finition. Enfin, la dernière partie détaillera les différentes techniques de caractérisation des surfaces de flanc de denture générées.

2. Bruyance denture d'une transmission automobile

2.1. Définition d'une nuisance sonore

En acoustique, son et bruit constituent le même phénomène physique de fluctuation de la pression atmosphérique [1]. Un bruit est un son qui n'est pas voulu, qui s'écarte du son attendu et/ou désiré. Pour être entendu par l'oreille humaine, il doit avoir une pression variant de 20 µPa, seuil de l'audition, à 140 Pa. Le seuil de la douleur est pour des pressions supérieures à 100 Pa (**Figure 1.1**).

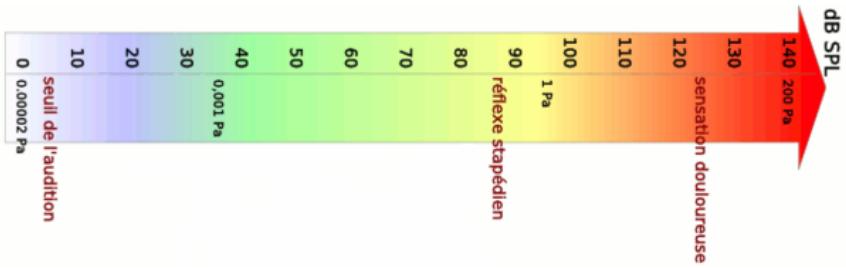


Figure 1.1. Niveaux d'audibilité des sons vis-à-vis de la pression acoustique [2].

Au niveau fréquentiel, un son, pour être audible, doit en outre se situer dans la bande de fréquences de 20 Hz à 20 kHz, comme on peut le voir sur la **Figure 1.2**.

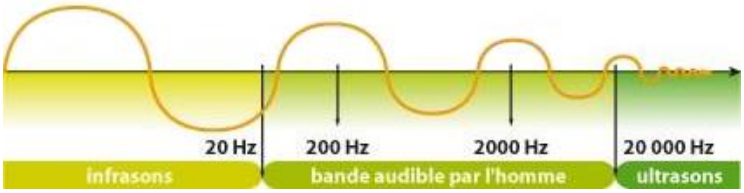


Figure 1.2. Bande de fréquence audible par l'homme [3].

De plus, il est important de rappeler que bruit et vibrations sont fortement liés. En effet, ce sont tous deux produit par le déplacement d'une onde mécanique, mais dans des milieux élastiques différents, respectivement fluide et solide [4]. Les vibrations, en se propageant, sont amplifiées et modulées et génèrent ainsi des sons.

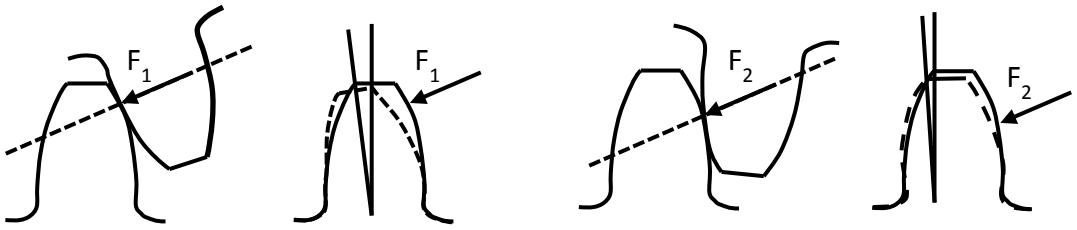
2.2. Nuisances sonores types d'un engrènement

Plusieurs types de bruit ont été définis concernant les engrenages, dont deux principaux : le sirènement et le graillonnement.

2.2.1. Sirènement

Il est principalement produit par les variations des efforts dans les roues qui transmettent la puissance au train avant. En effet, l'évolution de la charge appliquée n'est pas linéaire et dans certains cas la flexion des dents est telle qu'elle peut amener à augmenter ou réduire le nombre de dents en prise et donc la force appliquée sur chaque dent. Ce phénomène est illustré sur la **Figure 1.3**.

L'erreur de transmission a été définie par Harris en 1958 [5] puis par Welbourn en 1979 [6] en tant qu'écart entre la position angulaire réelle qu'occupe la roue menée et celle qu'elle occuperait si l'engrenage était géométriquement parfait et infiniment rigide. Elle peut être mesurée comme l'écart angulaire ou comme la distance, observée dans le plan d'action, entre les dents en contact. L'erreur de transmission est considérée comme la source principale de vibrations d'un engrenage [7]. Elle traduit une fluctuation du rapport de transmission autour de sa valeur théorique et dépend de la position instantanée des dents en prise. Pour ces raisons, sa mesure est utilisée afin de déterminer l'usure d'engrenages en fonctionnement. En effet, des défauts qui pourraient apparaître tels que des piqûres ou des fissures ont une influence sur cette grandeur [8–11].



Début d'engrènement :
Déplacement important ➔ raideur faible

Milieu d'engrènement :
Déplacement faible ➔ raideur importante

Figure 1.3. Schéma illustrant le caractère non linéaire de la variation de la raideur d'une dent due au phénomène de flexion [12].

Le spectre fréquentiel de la transmission est alors chargé au niveau des harmoniques de la fréquence d'engrènement (le produit du nombre de dents et de la fréquence de rotation), ce qui se traduit au niveau sonore par un sifflement dont la fréquence généralement haute est modulée, ainsi que son amplitude (voir **Figure 1.4**). Cela se traduit par un bruit de sirène.

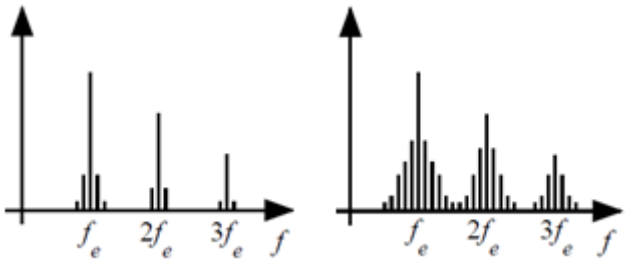


Figure 1.4. a) Spectre fréquentiel d'un engrenage sain ; b) Spectre fréquentiel d'un engrenage qui sirène. f_e est la fréquence (Hz) d'engrènement définie par le produit de la vitesse de rotation de l'arbre (rad.s^{-1}) par le nombre de dents de la roue.

2.2.2. Graillonnement

Le graillonnement quant à lui est produit par les chocs entre les dents des couples de roues des rapports qui ne sont pas enclenchés, c'est-à-dire où le pignon fou est libre (non craboté). Il est dû à l'acyclisme du moteur à explosion qui n'est pas entièrement filtré par l'embrayage et qui provoque des variations de vitesse importantes en entrée. Sous certaines conditions, cela peut engendrer des vibrations dues à des impacts [13].

La **Figure 1.5** décrit les différentes étapes menant à la génération de ce type de bruit. Lors de la phase d'accélération, le pignon menant vient entrer en contact avec le pignon mené (**Figure 1.5a**). Cependant, lors de la phase de décélération, le contact entre les dents peut ne pas être maintenu. En effet, le couple de traînée appliqué sur le pignon fou n'étant parfois pas assez important. Les deux pignons se séparent alors et le pignon fou est dit en « vol libre » (**Figure 1.5b**). Le pignon fou traverse ensuite le jeu de battement présent entre les dentures et forme un premier choc entre les faces rétro des pignons mené et fou (**Figure 1.5c**). Après être entrés à nouveau en contact (**Figure 1.5d**), les deux pignons se séparent une nouvelle fois (**Figure 1.5e**) et le pignon menant rattrape alors le pignon fou et un second choc apparaît entre les flancs actifs (**Figure 1.5f**). Il existe d'autres situations dans lesquelles ce type de chocs peut faire son apparition, comme par exemple des impacts successifs entre les flancs actifs des pignons. Le bruit qui en résulte est proche d'un bruit blanc, avec un spectre vibratoire présentant des excitations chaotiques à un nombre élevé de fréquences et montant jusqu'à 8 kHz.

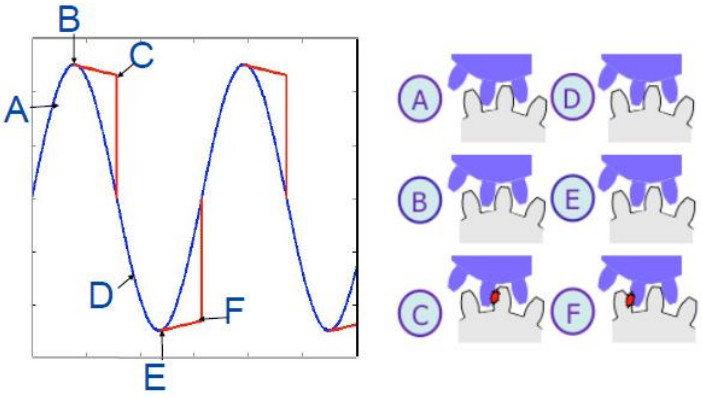


Figure 1.5. Description du phénomène de graillonnement. En bleu, la vitesse angulaire du pignon menant ; en rouge, la vitesse angulaire du pignon mené [13].

Par la suite, nous allons exclusivement nous intéresser au bruit de sirènement généré par l'erreur de transmission, plutôt qu'au bruit de chocs.

2.3. Sources vibratoires d'une transmission

Le comportement vibro-acoustique d'une transmission automobile, avec ou sans carter, est le résultat d'une combinaison de paramètres aux origines diverses [14–16]. On peut séparer ces dernières en deux catégories (**Figure 1.6**) : les sources internes, propres au fonctionnement de la transmission, et les sources externes, propres à son environnement.

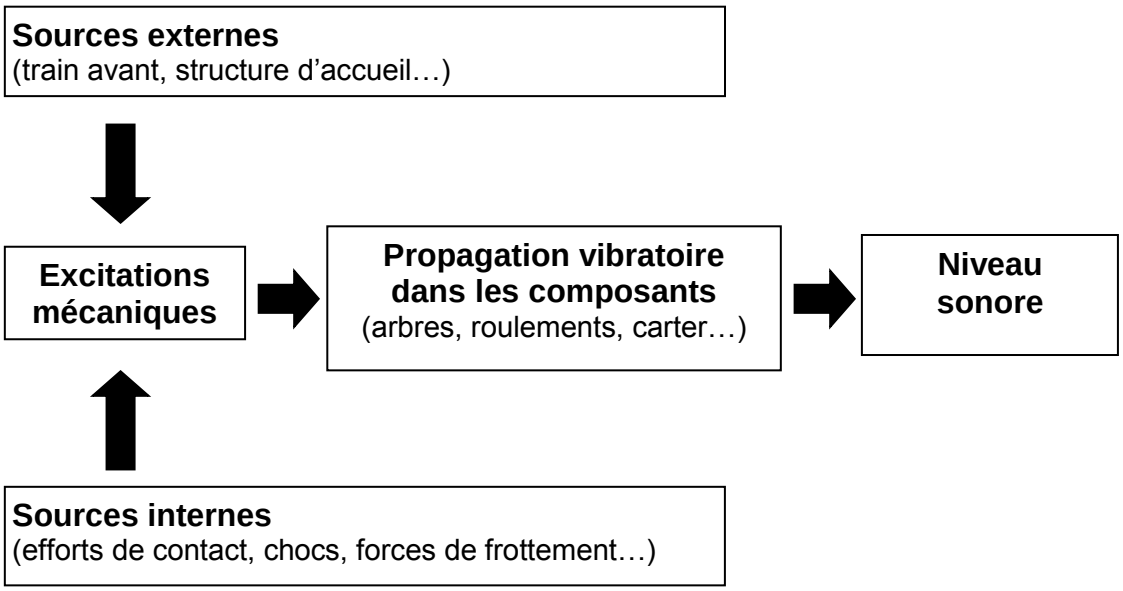


Figure 1.6. Sources vibratoires d'une transmission.

2.3.1. Sources internes

La fluctuation des efforts de contact entre les dents en prise est l'une des principales sources de vibration dans une transmission. Elle est due à la fois aux déformations élastiques des dentures à cause de la charge transmise et des défauts de fabrication et d'assemblage de l'engrenage. Aussi appelée erreur de transmission, elle sera développée plus en détails dans le paragraphe suivant.

Lors de l'engrènement d'un couple de dents, les surfaces actives glissent et roulent l'une par rapport à l'autre. Les engrenages réels n'étant pas parfaits, il existe des mécanismes de glissement induisant des forces de frottement assez importantes pour générer des vibrations qui se transmettent dans le système mécanique. Selon Smith [17], leur contribution reste infime et ceci est d'autant plus vrai pour les engrenages hélicoïdaux où le contact se fait sur tout le long de la denture [18].

Les déformations élastiques des dents participent aussi au comportement vibratoire de la transmission. En effet, elles modifient la conjugaison des profils des dents en prise, ce qui génère des impacts lors de l'engrènement [19]. De même, la présence de jeux fonctionnels engendre des pertes de contact entre les dents et leur remise en contact produit du bruit. Cela met ainsi en avant l'importance de l'étude du contact entre les surfaces des dentures.

Il existe aussi d'autres sources qui ont un impact moindre telles que :

- les émissions acoustiques internes inhérentes aux phénomènes de refoulement et d'aspiration d'air créé par l'engrènement de deux dents [20] ;
- le rayonnement des roues et des arbres eux-mêmes du fait de leurs vibrations [21–23]. Cependant, ces phénomènes ont pour le moment été peu étudiés et restent très complexes ;
- les projections de lubrifiant sur les engrenages qui peuvent également être considérées comme des sources de bruit [6].

2.3.2. Sources externes

Le moteur est source d'excitations modulées en amplitude et en fréquence qui dépendent de son type, à explosion ou électrique. Cependant, que cela soit l'un ou l'autre, la fluctuation du couple appliqué peut donner lieu à un bruit à bande latérale autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques.

Dans certains cas les excitations se propagent à partir du train avant. Autrement dit, la fluctuation du couple de charge possède aussi une influence sur le comportement vibratoire de la transmission [24].

Enfin la structure d'accueil, au travers de ses points d'attache, peut se révéler être aussi une source d'excitations externe importante [25]. Cependant, cette source n'est souvent pas prise en considération du fait de sa complexité.

2.4. Erreur de transmission – source principale de la bruyance denture

L'erreur de transmission, dont la définition a été rappelée précédemment, possède trois origines physiques distinctes qui interagissent entre elles [6,26,27] : les déformations élastiques des dents, les écarts de fabrication et ceux de montage. Elle dépend ainsi du couple appliqué aux dents en prise et fluctue donc au cours de l'engrènement. Elle devient par cet effet une source excitatrice à part entière. Elle est considérée comme la cause principale de la bruyance denture, et l'une des principales excitations de la transmission en elle-même. On distingue trois types d'erreur de transmission en fonction de ses sources physiques.

2.4.1. Erreur de transmission cinématique

On parle d'erreur cinématique lorsque le couple du moteur est tout juste suffisant pour assurer le contact entre les dents de l'engrenage, sans cependant induire de déformations élastiques sur celles-ci. Elle est causée par les écarts de géométrie ou de montage. Le contrôle métrologique permet de détecter ce type d'erreur qui se traduit par les écarts détaillés ci-après.

2.4.1.1. Erreur de profil et de distorsion

Ces erreurs sont souvent dues aux procédés de fabrication. L'erreur de profil, **Figure 1.7**, est en fait l'écart entre le profil réel et le profil idéal ou entre l'hélice réelle et l'hélice idéale.

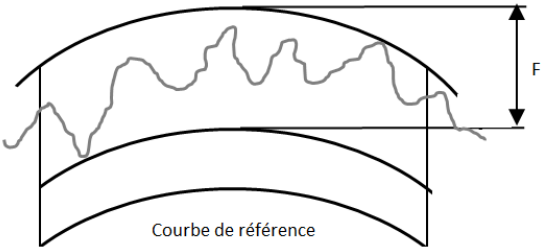


Figure 1.7. Mesure de l'écart de profil [28].

L'erreur de distorsion, **Figure 1.8**, existe quand un flanc n'est pas parallèle à l'axe dans le cas d'une denture droite ou quand un flanc a une erreur d'inclinaison dans le cas d'une denture hélicoïdale.

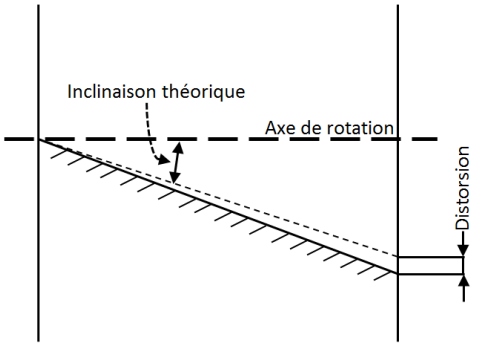


Figure 1.8. Erreur de distorsion dans le cas d'une denture hélicoïdale [29].

Sur le spectre fréquentiel vibratoire de la transmission, ces erreurs forment deux groupes de raies [30,31] :

- le premier autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques ;
- le second autour des fréquences de rotation des arbres.

2.4.1.2. Erreur de division (pas)

L'erreur de division, **Figure 1.9**, est souvent générée par les procédés de taillage ou de rasage de denture et désigne le fait que le pas entre les dents n'est pas constant d'une dent à l'autre. On distingue l'erreur de pas individuelle de l'erreur de pas cumulée qui est la somme de toutes les erreurs de pas individuelles. Dans le cas de l'erreur cumulée, le spectre fréquentiel de l'erreur de transmission est alors enrichi de plusieurs raies aux fréquences de rotation des deux roues et leurs harmoniques. En revanche, l'erreur de pas individuelle donne une contribution fréquentielle théorique

constante sur tout le spectre et ne donne pas de composante à la fréquence d'engrènement [32,33].

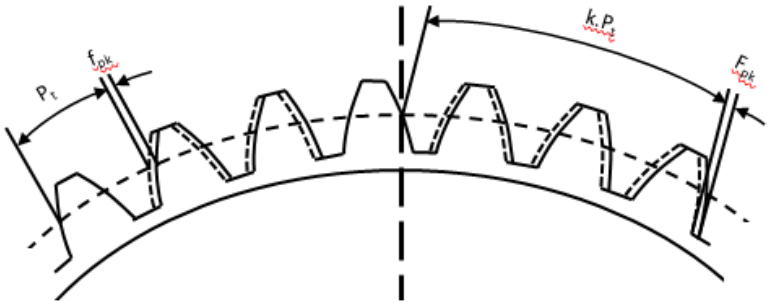


Figure 1.9. Ecarts de division individuelle à gauche et cumulée à droite [28], où P_t est le pas transversal, f_{pk} l'écart de pas transversal et F_{pk} l'écart cumulé sur k pas.

Ces erreurs ont une influence plutôt forte sur le comportement vibro-acoustique de l'engrenage [6,34,35]. Une erreur de division cumulée forte fera notamment apparaître des bandes latérales équidistantes des harmoniques d'engrènement. En contrepartie, le niveau des harmoniques impactées sera diminué. En effet, si le pas entre chaque dent n'est pas identique tout autour de la roue, l'engrènement de chaque paire de dents ne s'effectuera pas à la même fréquence. L'harmonique d'engrènement verra ainsi son amplitude diminuée alors que des bandes latérales apparaîtront. Une erreur de pas individuelle aura moins d'impact sur les harmoniques d'engrènement. Cependant, Winter [36] a montré que les déformations élastiques des dents lors d'un engrènement sous charge atténuaient les effets des erreurs de division sur le spectre fréquentiel de l'erreur statique de transmission.

2.4.1.3. Défaut d'excentricité

Usuellement appelé faux-rond, il s'agit d'un défaut résultant de la non-coïncidence du centre de rotation de la roue avec le centre du cercle de base (**Figure 1.10**). Welbourn [37] a montré que ce défaut augmentait considérablement le bruit rayonné par l'engrenage. En effet, il influence directement la position des points de contact des dents, modifiant ainsi les profils de conjugaison. Sur le spectre fréquentiel, cette erreur se caractérise par l'apparition de bandes latérales autour de la fondamentale de l'engrènement ainsi que de ses harmoniques [38] : elles se superposent directement aux raies provenant de l'erreur de division cumulée [39,40] précédemment décrites.

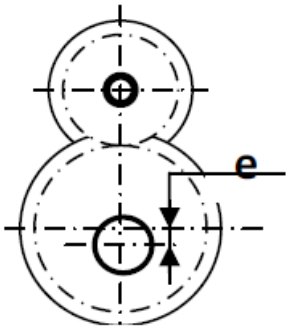


Figure 1.10. Défaut d'excentricité (aussi appelé faux rond).

2.4.2. Erreur statique de transmission sous charge

L'erreur statique ou quasi-statique de transmission est mesurée à des vitesses faibles et avec un couple de charge suffisant pour induire des déformations de dents. Elle traduit une fluctuation du rapport de transmission autour de sa valeur théorique et dépend de la position instantanée des dents en prise. Il est à noter que la courbe de l'erreur statique de transmission sous charge présente une périodicité inverse à celle de la raideur d'engrènement [6,27]. De plus, la répartition de charge sur les dents ainsi que les pertes de contact autorisées par le jeu fonctionnel lui donnent un caractère non linéaire.

Elle peut servir pour la caractérisation du comportement dynamique d'un engrenage et pour la détection de certains défauts de denture. Elle se caractérise notamment par un spectre large et riche avec des excitations aux fréquences de rotation des arbres (quelques dizaines de Hertz) et des excitations à la fréquence d'engrènement (quelques kHz) ainsi qu'à ses harmoniques.

Elle est mesurée avec des capteurs de position angulaire (codeur optique par exemple) à des vitesses de rotation très lentes (régime quasi-statique). Cependant, ces mesures sont assez difficiles à mettre en œuvre et les chercheurs se tournent de plus en plus vers des outils de simulation afin de la prédire. Les différents dispositifs pour la mesurer seront abordés au paragraphe 3.2.

2.4.2.1. Défaut de parallélisme

Ces défauts de montage ou de fabrication englobent les déviations et inclinaisons des roues, des arbres et des roulements, ou autrement dit le non-parallélisme des axes supportant les roues. Ils sont caractérisés par un angle d'inclinaison (dans le plan parallèle contenant les axes) ou un angle de déviation (dans le plan normal au précédent, parallèle aux axes), comme indiqué sur la **Figure 1.11**. Ils provoquent des augmentations de la charge dynamique sur les dentures, ce qui provoque une prestation acoustique et vibratoire dégradée. Il est à noter que les effets de ces défauts diminuent avec une augmentation de la charge transmise [41–45] et aussi par la mise en œuvre de corrections au niveau du profil de denture, par des modifications de tête ou de bombé (**Figure 1.12**).

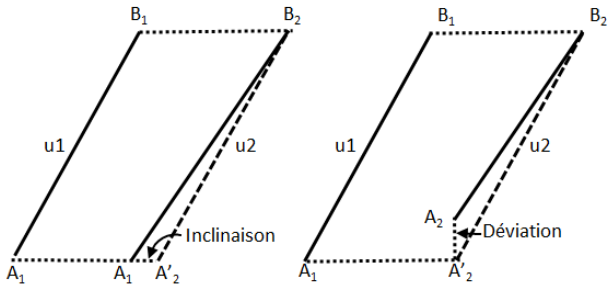


Figure 1.11. Défauts de parallélisme des arbres [39]. u_1 et u_2 sont les axes de rotation.

Les dépouilles au sommet de la dent servent à éviter les interférences de matière qui pourraient être générées par la déflexion des dents tandis que la réalisation de corrections de bombé, tant dans la direction du profil ou de l'hélice, sert à assurer une meilleure répartition de la charge sur la largeur de la dent.

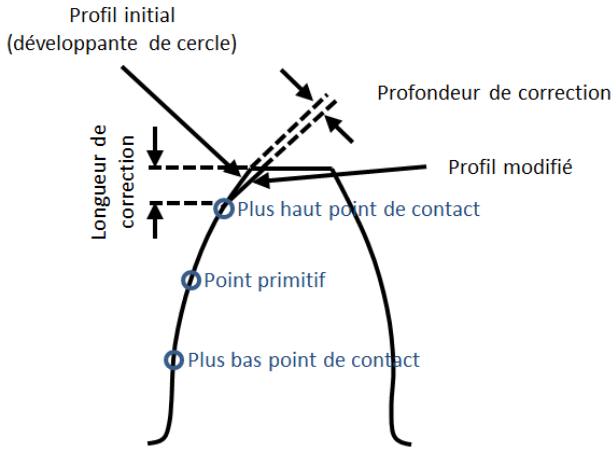


Figure 1.12. Correction de profil de denture [23].

2.4.3. Erreur dynamique de transmission sous charge

Mesurée à des vitesses plus importantes, elle sert généralement à caractériser le comportement vibratoire et acoustique d'un engrenage lors de son fonctionnement le plus commun dans le cas d'une transmission automobile. On peut la déterminer au moyen de la mesure des vibrations angulaires des roues en utilisant un accéléromètre tangentiel ou un codeur rotatif incrémental [46]. Cette dernière méthode reste la plus utilisée. La simulation est un outil aussi très intéressant pour la prédire [47].

2.5. Influence de l'état de surface des flancs de denture

Akerblom et al. [48] ont mis en avant une série de constats sur l'influence du procédé de finition des dentures. Différentes tendances ont pu être tirées de leurs expérimentations, notamment :

- une plus forte rugosité des flancs peut influencer la bruyance générée par l'engrenage de l'ordre de 1 à 2 dB sur des valeurs se situant entre 80 et 120 dB, ce qui peut s'avérer significatif à certaines fréquences ;
- des dentures rasées ne seront pas forcément plus bruyantes que des dentures rectifiées mais montrent plus de déviations de dent.

Il s'agit de deux constats qu'il nous semble important de développer dans nos futures recherches.

De leur côté, Bergseth et al. ont cherché à déterminer l'influence de l'état de surface des flancs sur le rapport entre la surface de contact réelle (surface des aspérités en contact) et la surface de contact Hertzienne. Ce ratio permet une meilleure représentation de la rugosité 3D des surfaces en contact que les paramètres 2D conventionnels [49]. Cependant, même s'il est supposé que ce ratio impacte la bruyance denture, ceci n'a pas encore été qualifié ni quantifié. Ainsi, malgré les quelques études existantes, la relation entre l'état de surface des dentures et le bruit généré n'a pas encore été définie.

Toutefois, certaines études ont montré qu'il peut apparaître des raies sur le spectre vibratoire d'un engrenage dites « fantômes » dont la fréquence n'a pas de lien direct avec les caractéristiques géométriques de l'engrenage [50,51]. C'est-à-dire que sur le spectre, il y a des raies énergétiques dont la fréquence ne peut être reliée directement aux caractéristiques des pignons, ni à celles de la cinématique. Il a été montré qu'il pouvait s'agir d'un défaut périodique d'amplitude pouvant générer une erreur de transmission. Les caractéristiques (fréquence, amplitude…) de cette dernière

dépendent principalement des défauts de taillage, et non de la géométrie de l'engrenage [52–54]. Les causes principales en sont les défauts cycliques que la tailleuse imprime sur la roue, notamment sur les flancs des dents. Les processus de finition, tel que la rectification, ont tendance à favoriser leur apparition, notamment dans le domaine automobile où ces raies peuvent s'avérer particulièrement nuisibles car situées dans le domaine audible à un niveau parfois comparable à celui de la fréquence d'engrènement [55]. Certaines études [50–54] ont montré que ces raies diminuaient souvent avec l'usure des profils et ne dépendaient pas du chargement. En effet, ces dernières ne seraient affectées que par les déformations de surface.

En parallèle, Kassaï et al. [51] ont aussi pu mettre en avant que ces raies seraient dues à la finition par rectification, étant directement liées à des défauts de quelques micromètres d'amplitude parfaitement réguliers et difficiles à mettre en avant par des moyens métrologiques traditionnels. Ces raies peuvent arriver à un niveau plus important que celles liées à l'engrènement. Plus spécifiquement, certaines raies seraient liées directement à la roue menante tandis que d'autres seraient liées à la roue menée. Mark [32,56] a abouti à des conclusions semblables par simulation. Il a mis en avant que des défauts de faible amplitude, inférieure au micromètre, pouvaient générer des raies « fantômes » du même ordre de grandeur que les harmoniques d'engrènement résultant des déformations de la denture. Les dentures hélicoïdales semblent être plus sensibles à l'apparition de ces raies que les dentures droites. Mark a montré que ces raies étaient fortement liées à la topographie des flancs mis en contact [32], tout en étant indépendantes du chargement tant au niveau de leur localisation fréquentielles que sur leur amplitude [57].

Dans une étude numérique cinématique menée par Bard [16], il est montré que ce phénomène est particulièrement impacté par la forme et la distribution de ces défauts. Des défauts réguliers et de faibles amplitudes ont été introduits selon le profil et suivant l'hélice, puis l'erreur de transmission cinématique a été calculée. En conclusion, il est apparu que la présence de raies « fantômes » était tributaire de l'existence d'un déphasage régulier entre les défauts présents sur les dents successives. Il semble que ce déphasage peut aussi bien être localisé suivant le profil ou suivant l'hélice, chacune des directions faisant apparaître des raies qui lui sont propres. Ce serait ainsi ce déphasage qui serait responsable des modulations de l'erreur de transmission et des vibrations inattendues.

2.6. Conclusions

Nous avons pu revenir dans cette partie sur la définition de la bruyance denture et sur la notion de sirènement qui va être étudiée dans ce travail de recherche. Nous avons montré que l'influence des défauts macro-géométriques à l'échelle de la forme des dents avait été assez largement étudiée mais l'impact des échelles micro-géométriques n'est pas encore bien qualifié et quantifié.

3. Contrôle et mesure de la bruyance denture

Nous allons maintenant nous intéresser plus particulièrement à l'instrumentation des dentures dans le cadre de la caractérisation du comportement vibro-acoustique d'un engrenage. Cette instrumentation est généralement effectuée dans le but de diagnostiquer l'usure de deux roues dentées en fonctionnement ou bien d'étudier

l'engrènement lui-même afin de contrôler, par exemple, les fonctionnalités vibro-acoustiques de pièces venant d'être fabriquées.

3.1. Méthodes indirectes de contrôle

3.1.1. Contrôle de la qualité de fabrication

Le contrôle des caractéristiques géométriques de la denture fabriquée permet d'identifier entre autres les écarts de bombé, de profil, d'hélice et de voir s'ils sont bien dans les tolérances. Il s'agit d'un contrôle indirect dans la mesure où, même si la plupart des caractéristiques dentures sont calculées par le bureau d'étude pour la tenue ou le rendement, certains paramètres comme un bombé de profil fort sont aussi connus pour être particulièrement influents sur l'acoustique boîte. Cela permet donc d'écarter les pièces qui ne rentrent pas dans ces tolérances.

A Renault, un contrôle métrologique sur la géométrie de la denture est utilisé en prélèvement à raison de 1 pièce / jour / famille et typologie. Il s'agit du contrôle HPD (Helice Profile Division). La machine utilisée permet un contrôle micro/macro des dentures et sert donc à détecter les défauts définis dans la norme Renault 01-33-001/G [28] basée notamment sur les normes NF E 02-204 (Vérification des tolérances des produits – Déclaration de conformité), NF E 22-381 (Billes industrielles en acier pour roulement), ISO 701 (Notation internationale des engrenages – Symboles géométriques), ISO 1328 (Engrenages cylindriques – Système ISO de précision) ainsi que B18 1155 du constructeur automobile PSA Peugeot-Citroën.

3.1.2. Contrôle de l'entraxe par engrènement

Une autre méthode utilisée est celle du contrôle de l'entraxe. Elle sert à détecter de nombreux défauts de géométrie sur les dents tels que les défauts de manutention « chocs », mais ne permet pas en revanche de déterminer leur type. Un pignon de deux catégories de qualité au-dessus de ce qui est demandé pour le pignon mesuré est monté sur un pivot à axe mobile. Celui-ci, appelé Master, épouse parfaitement la forme des dents du pignon avec lequel il est engrené afin d'avoir le plus de surface en contact possible. Ce Master est sur un axe libre en translation. On mesure alors la variation de l'entraxe au cours de l'engrènement. En effet, les défauts de type choc vont entraîner des fluctuations de force de contact qui vont translater légèrement l'axe du Master. On utilise alors une méthode arithmétique pour moyenner les variations sur 4 dents et comparer cette valeur à celle mesurée sur la dent suivante. Ce calcul est ensuite itéré sur l'ensemble de la denture. Des méthodes de traitement du signal, comme la transformée de Fourier, sont aussi utilisées car le spectre peut livrer des informations sur ces phénomènes périodiques.

Cependant, il s'agit d'un contrôle de la qualité géométrique de la denture des pignons et l'absence de chocs ne garantit pas l'absence de bruit lors du fonctionnement de ceux-ci, notamment lors de leur montage dans une boîte. Ceci est dû au fait que les conditions d'engrènement lors de ce contrôle sont différentes des conditions réelles. En effet, ici les aires de contact sont beaucoup plus importantes, afin de couvrir le maximum de défauts. Ainsi, même un pignon sur lequel on aurait détecté un choc pourrait ne pas faire de bruit après montage car ce défaut n'est peut-être pas situé dans la zone utile du flanc. Ainsi, l'existence de chocs dans la zone utile n'induit pas nécessairement une augmentation du niveau de bruit. Ceci montre que le contrôle de l'entraxe est une contribution au contrôle de la bruyance denture mais que la corrélation entre les défauts trouvés et le bruit n'est pas encore claire.

3.2. Mesure de l'erreur de transmission

L'erreur de transmission, mesurée de manière angulaire, est d'un ordre de grandeur allant jusqu'à une centaine de secondes d'arc. Cela correspond à quelques micromètres en équivalent linéaire [58]. Ainsi pour la mesurer dans des conditions réelles, notamment à de grandes vitesses de rotation, il est nécessaire d'avoir accès à du matériel de mesure bien précis. Il existe principalement deux types de capteurs utilisés : les accéléromètres en torsion et les codeurs optiques.

Il est important de bien séparer le type d'erreur de transmission que l'on veut mesurer. En effet, tous les montages ne permettent pas de mesurer la même erreur. On distingue notamment [55] :

- l'erreur de transmission quasi-statique sans charge :
  - Mesure de l'écart composé radial (**Figure 1.13a**) ;
  - Mesure de l'écart composé tangentiel (méthodes comparatives (**Figure 1.13b** et **Figure 1.13c**) ; méthode directe à l'aide de codeurs optiques (**Figure 1.13d**)) ;

- l'erreur de transmission dynamique (sous charge) :
  - Mesure à l'aide d'accéléromètres montés tangentiellement (**Figure 1.13e**) ;
  - Mesure directe à l'aide de codeurs optiques (**Figure 1.13d**).

Pour ces deux dernières méthodes, on pourra se référer à la comparaison détaillée effectuée par Smith [59] puis analysée par Bard [16].

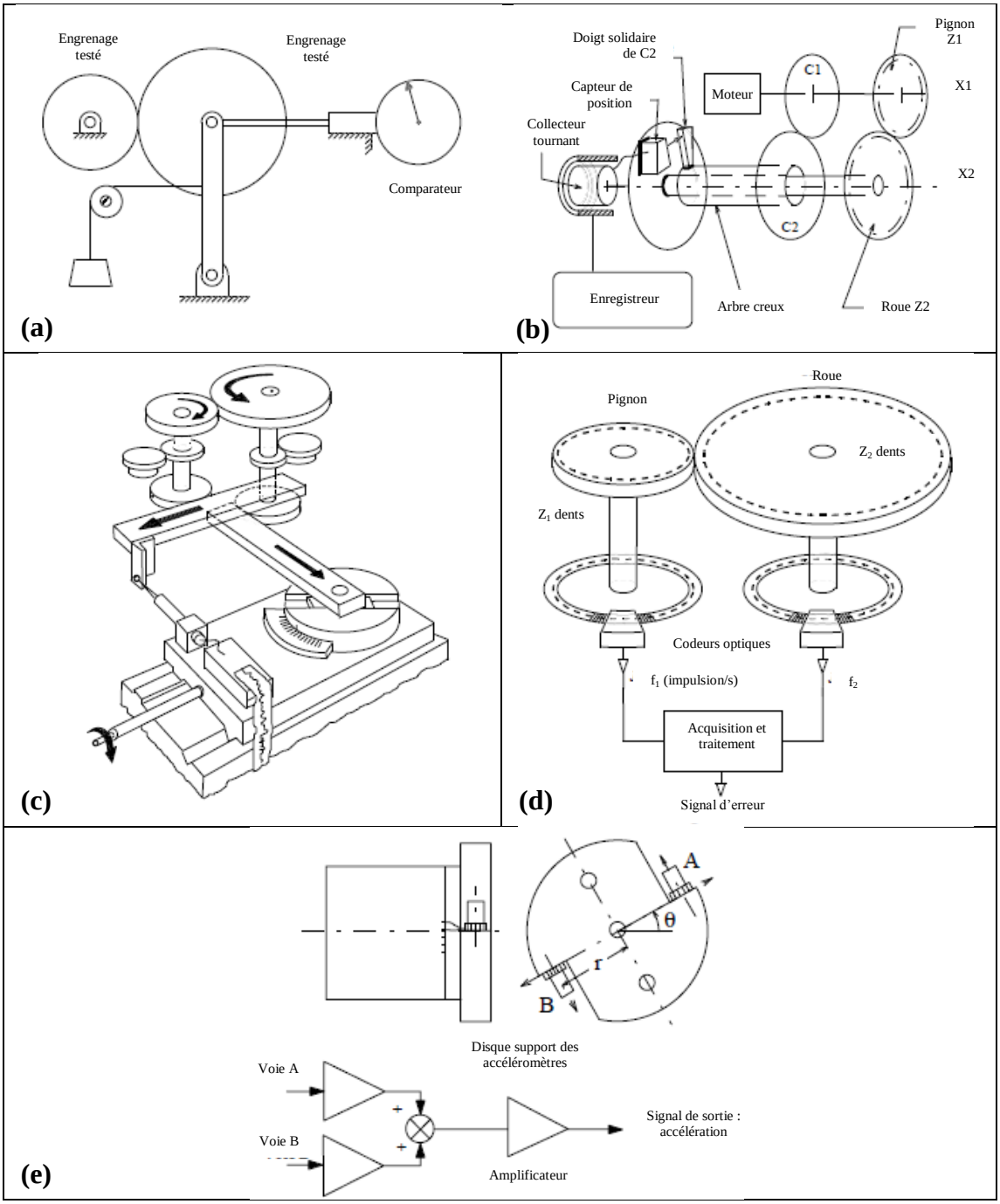


Figure 1.13. (a) Mesure de l'erreur composée radiale [60] ; (b) Mesure de l'erreur composée tangentielle par roulement de deux disques [61] ; (c) Mesure de l'erreur composée tangentielle avec un appareil universel [61] ; Mesure de l'erreur de transmission dynamique (d) à l'aide de codeurs optiques [62] et (e) à l'aide d'accéléromètres [63].

Munro et al. ont fait la différence entre la mesure de l'erreur de transmission à basse et à haute vitesse [40]. A basse vitesse, l'utilisation de codeurs optiques permet d'enregistrer la position angulaire de chaque pignon de l'engrenage, l'erreur de transmission étant calculée par différence des signaux en tenant compte de la différence de fréquence des signaux mesurés si le rapport de réduction est différent de 1. En ce qui concerne les mesures à plus haute vitesse, l'une des limitations est celle

de la résolution des codeurs utilisés. Il faut aussi que l'attache entre l'arbre et le codeur soit assez rigide en torsion pour renvoyer le mouvement angulaire réel.

3.3. Mesure des vibrations

3.3.1. Principe des mesures

La vibration est le déplacement d'une onde mécanique dans un milieu solide [4]. La mesure de vibrations s'effectue au moyen d'accéléromètres qui enregistrent l'accélération linéaire de la structure à laquelle ils sont montés. Ces derniers peuvent être de différents types. Dans le cas de l'analyse des engrenages ils sont très majoritairement piézoélectriques. Leurs placements diffèrent suivant l'application et le montage. Ils sont souvent placés sur les paliers de roulements [9,64] ou directement sur le carter du montage (boîte de vitesse par exemple) [11,65–67] (**Figure 1.14**). Dans tous les cas, il faut une liaison avec la source excitatrice.

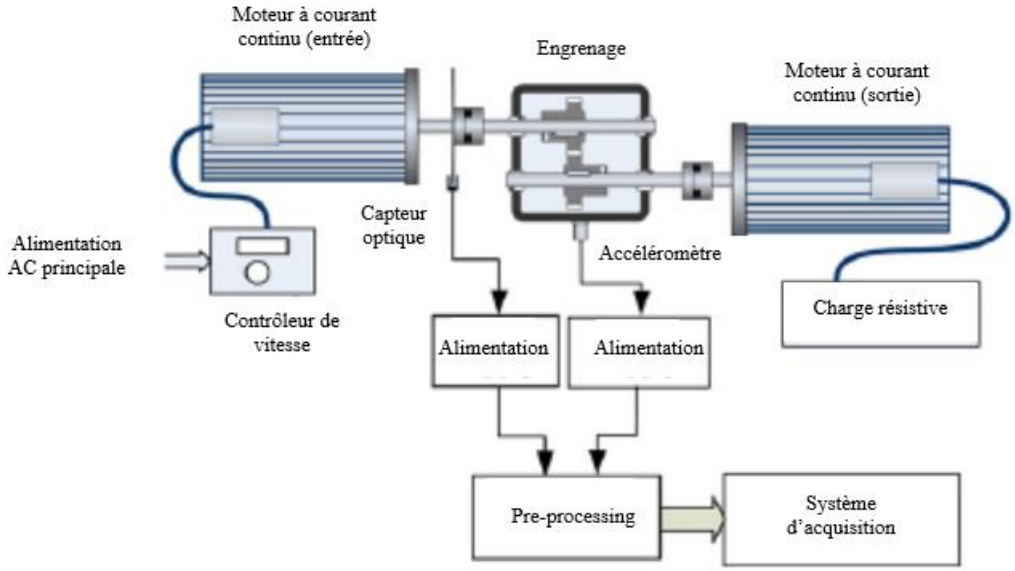


Figure 1.14. Exemple de montage avec un accéléromètre placé radialement sur le carter [9].

Cette méthode de mesure est très employée pour le diagnostic des engrenages du fait que ces mesures sont plus simples à mettre en place que celles de l'erreur de transmission. Comme nous l'avons évoqué précédemment, les excitations à l'origine des vibrations dans le cas d'un engrènement sain sont périodiques. Autrement dit, il est possible de détecter la présence de défauts par simple comparaison des signaux de l'engrenage étudié avec ceux issus d'un engrenage conforme [9,11,64–67].

3.3.2. Traitement du signal

Les signaux mesurés peuvent être traités de différentes façons, que ce soit dans le domaine fréquentiel, le domaine spatial ou bien dans le domaine espace-échelle.

3.3.2.1. Analyse Spectrale

Les signaux mesurés étant périodiques, il apparaît logique de se tourner vers l'analyse spectrale, et plus particulièrement la transformée de Fourier rapide (FFT). La fréquence particulièrement intéressante est celle située à la fréquence d'engrènement, ainsi que ses harmoniques. Etudier ces raies sur le spectre vibratoires

ainsi que la modulation des bandes latérales autour de celles-ci donne des informations sur le comportement de l'engrenage.

3.3.2.2. Analyse Cepstrale

L'analyse Cepstrale permet de mettre en avant les périodicités dans le spectre fréquentiel d'un signal. Il s'agit donc d'une méthode pouvant apporter des informations complémentaires dans le cas de signaux provenant d'un engrènement du fait de la périodicité du spectre de l'erreur de transmission.

3.4. Mesure de la pression acoustique

La pression acoustique est la valeur efficace des fluctuations de la pression atmosphérique dues au déplacement d'une onde mécanique dans un milieu fluide, en l'occurrence l'air. Un microphone sert à convertir ces fluctuations en signal électrique pouvant être traité. Un microphone peut couvrir des bandes passantes très variées, mais, il est limité très souvent aux fréquences audibles par l'oreille humaine, c'est-à-dire entre 20Hz et 20kHz. Le placement d'un microphone dans le cadre de l'étude du bruit d'un engrènement est entre 30cm et 1m du système, dans un endroit protégé du bruit extérieur [48,68]. Idéalement, les mesures doivent se faire dans une chambre anéchoïque.

3.5. Conclusions

Nous avons ainsi pu voir qu'il existe quatre méthodes principales pour mesurer la bruyance denture. La première est une mesure indirecte par comparaison basée sur le contrôle de la qualité de fabrication tandis que les trois autres basées sur la mesure du bruit, des vibrations et de l'erreur de transmission permettent d'obtenir une quantification. Des trois autres, la mesure de vibrations est la plus répandue, notamment parce qu'elle est assez simple à mettre en place. En effet, les mesures de l'erreur de transmission et de la pression acoustique demandent des montages ou des conditions de mesures particulières si l'on veut avoir une mesure interprétable.

4. Fabrication des dentures

Afin de fabriquer un engrenage, il faut impérativement passer par la génération de la denture. En milieu industriel, les opérations ainsi mises en place pour cela sont directement liées à la cadence de production de pièces et à la qualité spécifiée par le bureau d'études sur les plans. Cette qualité est intrinsèque à l'application dans laquelle les pièces seront utilisées. La norme ISO 1328 a défini des classes de qualité de roues dentées numérotées de 0 à 12, la « classe zéro » correspondant à un niveau de qualité et de précision extrême. Les engrenages de transmission automobile sont généralement dans les classes de 7 à 9 suivant les cas. En effet, le choix dépend de trois facteurs :

- le coût de fabrication des dentures ;
- la précision spécifiée par les plans, soutenue par le besoin de tenue en fatigue ;
- l'acoustique des engrenages.

Pour répondre à ces demandes, il existe deux stratégies de fabrication des dentures. La première consiste à tailler les dentures, puis à effectuer une opération de finition (rectification, rodage par exemple) sur pièce dure après le traitement thermique. La seconde en revanche place l'opération de finition (en l'occurrence le

rasage) avant la cémentation, en anticipant les déformations engendrées par cette dernière opération. Il paraît assez clair que la première méthode permet d'obtenir une meilleure classe de qualité denture, celle-ci pouvant aller jusqu'à la classe 3. Les classes inférieures ne sont pas utilisées dans le domaine de l'automobile.

4.1. Opérations de taillage

L'opération de taillage est commune à toutes les gammes de fabrication de dentures et il existe plusieurs techniques permettant de répondre à différents critères tels que la cadence de production ou la qualité.

4.1.1. Taillage à l'outil crémaillère

Cette technique utilise le principe de l'engrènement d'un pignon et d'une crémaillère afin de générer les dentures (**Figure 1.15**). Durant la coupe, la crémaillère effectue un mouvement parallèle à l'axe de la roue ou oblique par rapport à cet axe suivant si la denture à tailler est droite ou hélicoïdale.

La forme des outils crémaillère est plutôt simple et cela permet de les fabriquer ou de les réaffûter rapidement. Cependant, l'opération en elle-même est lente et coûteuse, puisqu'elle demande des opérateurs qualifiés, et lui impose donc d'être utilisée pour fabriquer des pignons en faible série, généralement pour des grands diamètres ou des prototypes.

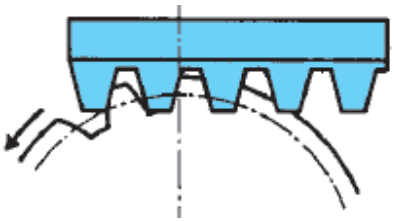


Figure 1.15. Principe du taillage avec un outil crémaillère [69].

4.1.2. Taillage à l'outil pignon ou taillage couteau

Le taillage à l'outil pignon utilise l'engrènement de deux pignons, l'un dont on cherche à tailler les dentures et l'autre qui sert d'outil, ce dernier étant animé d'un mouvement de mortaisage et synchronisé avec le pignon suivant son nombre de dents. La **Figure 1.16** montre le principe de cette opération.

Malgré sa facilité à être mis en œuvre, le temps de cycle peut s'avérer assez long. Cela rend le taillage par fraise mère (§4.1.3) beaucoup plus attractif pour une production série. Cependant, la taille de l'outil permet l'accès à des zones non atteignables par une fraise-mère, qui lui est préféré dans certaines applications.

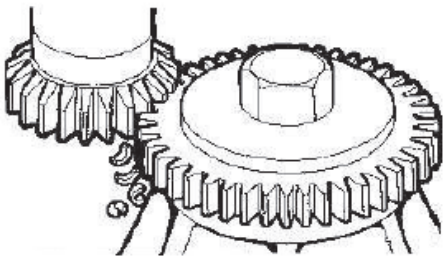


Figure 1.16. Principe du taillage à l'outil pignon.

4.1.3. Taillage fraise-mère (hobbing)

Une fraise-mère possède la forme d'une vis sans fin ayant un certain nombre de gorges longitudinales de façon à aménager des arrêtes tranchantes, comme on peut le voir sur la **Figure 1.17**. En règle générale, ces gorges sont perpendiculaires au filet de la fraise. La coupe utilise le principe de roue et vis sans fin. La fraise-mère possède aussi un mouvement d'avance suivant la génératrice de la denture à tailler. L'avance de l'outil s'effectue soit conventionnellement (en opposition) soit en avalant (voir la **Figure 1.17**). Cette dernière méthode donne souvent une meilleure productivité malgré les jeux mécaniques qu'elle engendre.

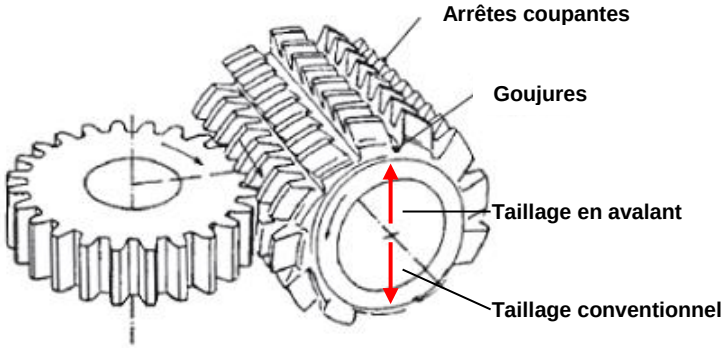


Figure 1.17. Principe du taillage à la fraise-mère. Les flèches représentent les vitesses d'avance possibles de l'outil [1].

Il existe deux types de fraises utilisés aujourd'hui (**Figure 1.18**). Les fraise-mères à lames rapportées permettent d'avoir une plus grande longueur affûtable car les lames sont amovibles et permettent ainsi un affûtage indépendant du corps. Cependant l'angle d'hélice possible de la fraise est limité à 5°. En effet, il n'est pas possible d'avoir des goujures hélicoïdales, et réduire le nombre de filets nuirait à la productivité de l'outil [70]. Le corps de la fraise est généralement en acier de construction tandis que les lames sont en acier rapide supérieur (ARS – *High-Grade High-Speed Steel* (HSS)) ou en carbure cémenté [71]. Les fraise-mères monoblocs quant à elles sont généralement moins résistantes car la longueur affûtable des lames est plus courte. Elles doivent être fabriquées entièrement en acier rapide.

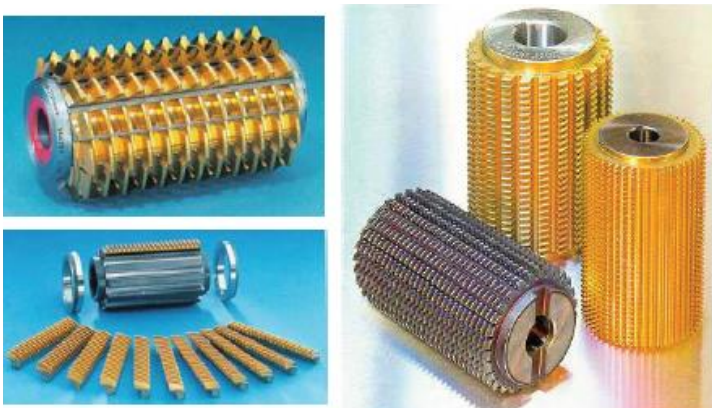


Figure 1.18. Fraise à lames rapportées montée et démontée (à gauche) et fraise monobloc (à droite) (sources *Saazor* et *Samputensili*).

Il est à noter qu'aujourd'hui la grande majorité des fraise-mères sont revêtues de Nitrure de Titane (TiN) par procédé de dépôt physique par phase vapeur (PVD), ce qui donne la couleur jaune or à la surface de l'outil. Il s'agit du procédé le plus utilisé

aujourd'hui. En effet, sa productivité est importante car sa vitesse de coupe est élevée, et ce, tout en gardant un outil durable. De plus, comme abordé précédemment, ces outils peuvent être affûtés plusieurs fois avant réformation définitive de l'outil, réduisant ainsi leur coût.

Ce procédé permet ainsi d'avoir une production rapide avec une très bonne qualité. Le fait que plusieurs dents soient en prise simultanément permet un débit de matière important. Cependant, la taille de l'outil impose des restrictions quant aux pièces réalisables : ce procédé nécessite de la place de part et d'autre de la denture, rendant par exemple impossible l'usage d'une fraise-mère pour certains pignons taillés sur un arbre de boîte de vitesse par exemple. Elle est illustrée en **Figure 1.19**. En exemple sur la **Figure 1.20**, les roues dentées b et d ne permettent pas l'utilisation d'une fraise-mère pour leur taillage car les roues a et c empêchent le passage de l'outil. Elles sont donc générées par taillage couteau.

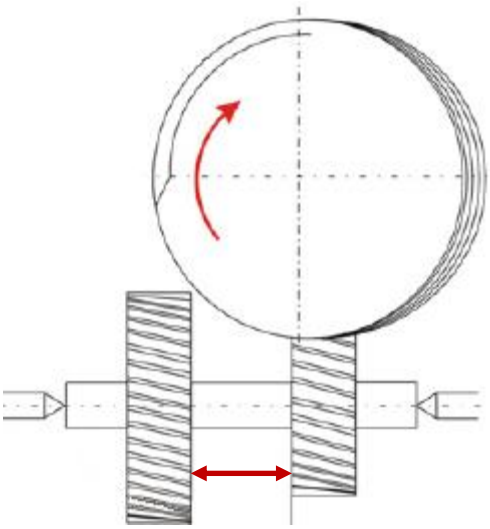


Figure 1.19. Illustration de la longueur maximale utilisable par la meule-mère, indiquée par la double-flèche rouge [72].

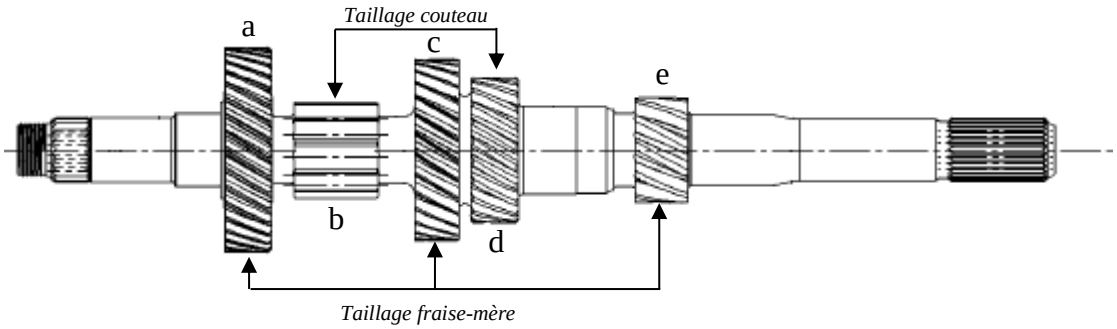


Figure 1.20. Exemples de dentures taillées à la fraise-mère et au couteau (arbre primaire boîte de vitesse J Renault SAS).

Il s'agit du procédé de taillage qui sera utilisé sur les pignons de notre étude. L'état de surface généré par taillage fraise-mère est rugueux et possède un aspect facetté. Il est toujours suivi par au moins une opération de rasage qui vient en effacer toute trace de l'opération de taillage. Cette dernière est suivie ensuite par un traitement thermochimique, le grenaillage et une éventuelle finition par abrasion.

4.1.4. Fraisage à la fraise module

Ce type d'usinage de dentures est parmi les plus simples. Il fait appel à une fraise spécifique (voir **Figure 1.21**) qui effectue l'opération dent par dent. Bien que facile à mettre en place, ce procédé ne permet pas de répondre à des cadences de production élevées malgré les vitesses de coupe et d'avance élevées de l'ordre de 200 $m.min^{-1}$ et plusieurs centaines de millimètres par minute respectivement [73]. En effet, une seule dent est taillée à la fois, contrairement au taillage par fraise-mère où plusieurs dents sont en prises à chaque instant de l'opération.



Figure 1.21. Exemple d'opération de fraisage à la fraise module d'un pignon à dentures spiro-conique (source *Gearsolutions*).

4.2. Opérations de finition

4.2.1. Rasage (shaving)

Réalisée avant traitement thermique, l'opération de rasage est un procédé d'enlèvement de copeaux utilisé sur les flancs des dentures de pignons. L'outil et le pignon forment un engrenage à axes croisés (**Figure 1.22**). En effet, le rasage se base sur le glissement longitudinal caractéristique de ce type d'engrenages. Les dents de l'outil possèdent des rainures parallèles appelées mortaises (**Figure 1.23**) au profil taillées sur toute la hauteur qui jouent un rôle de « grattoir » et qui se déplacent obliquement par rapport à la roue. Lors de l'opération, on vient littéralement racler la surface de la dent, c'est-à-dire enlever des particules fines sous fortes pressions.

Cette opération permet entre autre de réaliser les formes particulières de la dent telles que le bombé et les corrections d'hélice. Des classes de qualité 5 à 6 peuvent être atteintes par ce procédé avant traitement thermique, devenant ensuite des classes 7 ou 8. Les surépaisseurs enlevées sont de l'ordre de 30 à 50 µm.

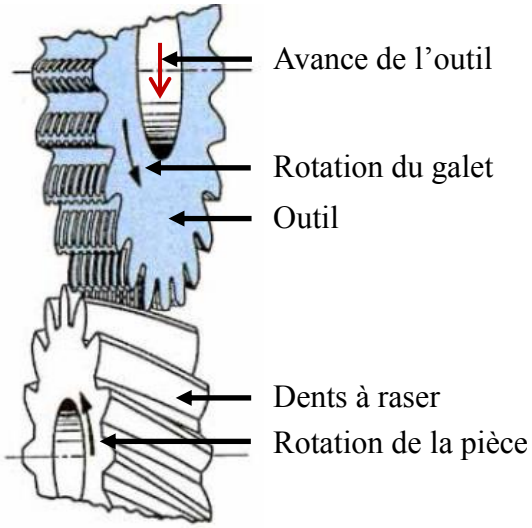


Figure 1.22. Principe du procédé de rasage (d'après [73]).



Figure 1.23. Photo des dents d'un outil de rasage (source *Samputensili*).

Cette opération se passe en trois temps :

- Avance jusqu'à la cote de la pièce ;
- Temps dit « de planage » pendant lequel l'avance est arrêtée. Il s'agit de l'un des paramètres les plus à même de modifier l'état de surface des flancs ;
- Inversion de la rotation du galet afin d'être certain que les flancs en opposition soient identiques.

Il existe plusieurs méthodes de rasage denture. En effet, afin d'usiner tout le flanc, il est nécessaire de donner un mouvement relatif transversal entre l'outil et la pièce. Le mode plongée s'affranchit de ce mouvement contraignant en possédant un galet de rasage plus large (**Figure 1.24**) et légèrement modifié par rapport aux galets traditionnels. Ainsi, le coût de ce dernier est plus élevé, mais le gain en temps de cycle et donc en productivité fait du mode plongée le plus utilisé aujourd'hui dans l'industrie automobile.

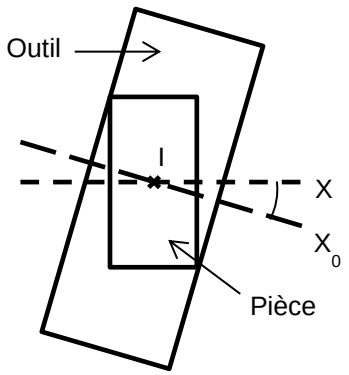


Figure 1.24. Vue de coupe du rasage en plongée (X et X_0 représentent les axes de rotation de la roue et de l'outil respectivement)

Durant cette opération, l'outil vient frotter sur la surface afin d'effectuer l'enlèvement de matière grâce aux arrêtes de coupe de l'outil. Comme on peut le voir sur la **Figure 1.25a**, théoriquement, le contact entre deux dents d'un engrenage gauche est ponctuel (point K) et s'effectue selon une courbe C passant par le point tangent I des deux cercles primitifs. En réalité, la pression entre la roue et l'outil provoque une petite zone d'écrasement autour du point de contact (**Figure 1.25b**). C'est cette zone qui, en se déplaçant au cours de l'engrènement du galet et de la roue à raser, va générer les lignes de glissement visibles après l'opération (**Figure 1.26**).

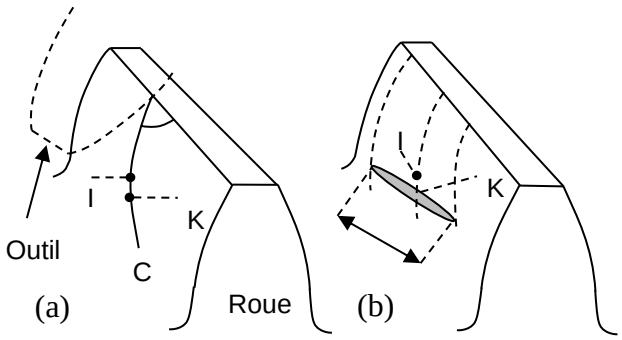


Figure 1.25. (a) Pas de pression entre l'outil et la pièce ; (b) Pression entre l'outil et la pièce. K est un point de la ligne de contact, I le point primitif et C la ligne de contact.

La **Figure 1.26** indique les différentes composantes de la vitesse de glissement **V** le long de la ligne de contact. Elles sont :

- $\mathbf{V_l}$: la vitesse de glissement longitudinal qui est de valeur constante. En effet, cette dernière ne dépend que de l'angle de croisement des axes ;
- $\mathbf{V_g}$: la vitesse de glissement par le profil. Elle est nulle au point I et de valeur croissante de part et d'autre de ce point. C'est cette variation de vitesse qui va imprimer des lignes de glissement courbes ;

Ainsi, la vitesse résultante **V** imprime les différentes trajectoires courbes telles qu'on peut les observer au niveau des états de surface obtenus sur les dents rasées de la roue.

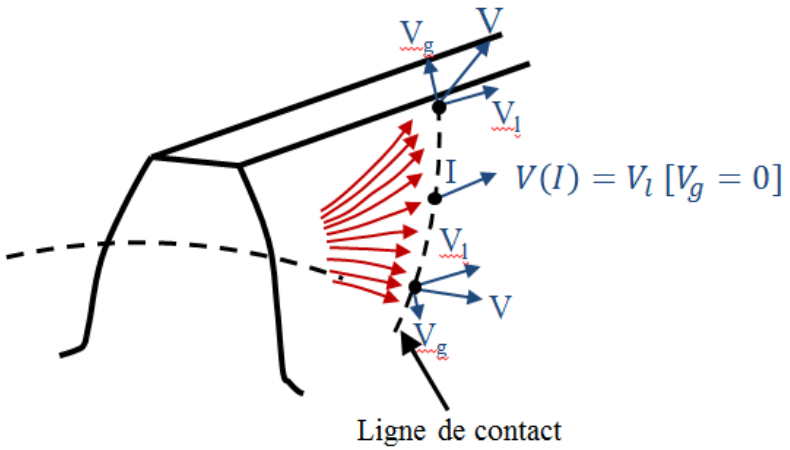


Figure 1.26. Lignes de glissement du galet sur le flanc lors de l'opération de rasage sur une denture droite. En rouge sont les résultantes des lignes de glissement telles qu'elles apparaissent sur les flancs après l'opération.

L'une des difficultés du rasage est qu'il faut réussir à prévoir les déformations qui auront lieu lors de la cémentation. Ces données sont généralement obtenues après une série d'essais. Le seul réel inconvénient de ce simple procédé est l'impossibilité de l'appliquer après traitement thermique. Son utilisation est donc limitée aux cas où les dispersions des déformations ne sont pas trop importantes. Il est aussi à noter que le coût de l'outil est important mais facilement amortissable en production série. Le rasage est généralement plus rapide qu'une opération de finition après traitement thermique telle que la rectification.

4.2.2. Rectification (grinding)

La rectification est un procédé abrasif qui s'effectue après traitement thermique. Elle sert principalement à rattraper les déformations dues à cette dernière étape. Il existe trois types d'outils utilisés :

- La meule-mère (**Figure 1.27a** et **Figure 1.28a**) : le principe est celui utilisé par le taillage par fraise-mère et est illustré en **Figure 1.28b**, l'outil possédant un grand diamètre. Il s'agit du procédé le plus répandu dans la production série car il s'agit du plus productif ;
- La meule-assiette (**Figure 1.27b**) : la rectification est effectuée flanc par flanc. Cependant, ce procédé est réservé à des dentures de très petite série et/ou aux géométries spéciales ;
- La meule-module (**Figure 1.27c**) : le principe se rapproche du taillage par outil pignon. Ce procédé a retrouvé de l'intérêt en production série lors de l'apparition des meules en nitrure de bore cubique (CBN) qui ont supprimé l'opération de dressage.

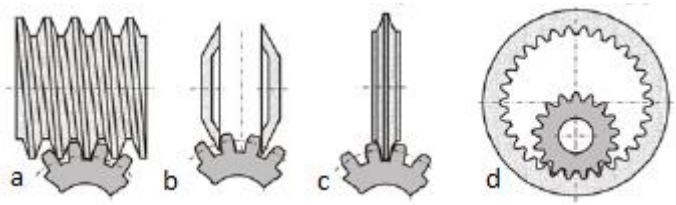


Figure 1.27. Procédés de finition – (a) rectification par meule mère ; (b) rectification par meule-assiette ; (c) rectification par meule-module ; (d) rodage (powerhoning) par engrènement interne [15].

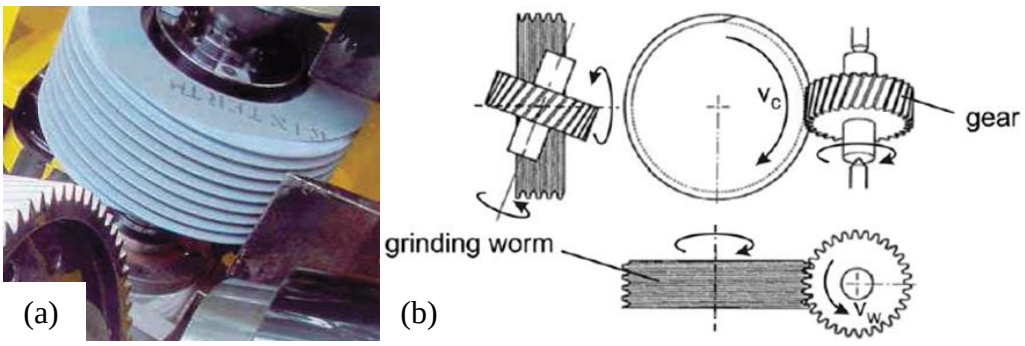


Figure 1.28. (a) Rectification par meule mère. L'outil est en bleu et la denture à rectifier en grise ; (b) cinématique de l'opération [72].

Dans notre étude, le procédé de rectification par meule-mère a été utilisé. Il est illustré sur la **Figure 1.28**. La **Figure 1.28b** permet de mettre en avant qu'il s'agit bien de l'outil qui entraîne la roue à rectifier. De plus, contrairement à la majorité des engrenages où l'entraînement s'obtient par roulement d'un profil de dent sur l'autre, l'entraînement ici est obtenu par glissement. L'outil de grand diamètre, en bleu sur la **Figure 1.28a**, vient alors effectuer une friction sur le flanc dans la direction de l'hélice par opposition au rasage décrit précédemment, où l'une des composantes de résultante de la vitesse de glissement n'était pas constante au cours de l'engrènement.

La rectification peut rattraper des surépaisseurs pouvant aller jusqu'à 100 µm, ce qui permet de corriger des déformations après traitement thermique importantes [70]. La hauteur maximale de la surface (R_z) après cette opération est entre 5 et 10 µm [74]. Un exemple de topographie de flanc obtenue par rectification est illustré sur la **Figure 1.29**. On peut noter un grand nombre de stries fines parallèles générées par les multitudes arrêtes de coupes de l'outil abrasif.

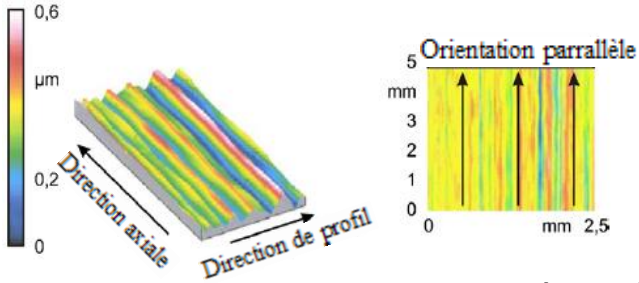


Figure 1.29. Exemples de topographies types obtenues après rectification sur une denture droite [72]. Sur une denture hélicoïdale, la direction des stries est celle de l'hélice.

4.2.3. <u>Rodage de puissance (powerhoning)</u>

Tout comme la rectification, le rodage de puissance a lieu après traitement thermique. Il utilise un engrènement interne à axes croisés (**Figure 1.27d**, **Figure 1.30**) entre l'outil et le pignon à roder. L'avantage d'avoir un outil à engrènement interne par rapport à un engrènement externe est d'assurer une meilleure qualité générale de la surface ainsi que des contraintes résiduelles de compression plus avantageuses [72]. Contrairement au procédé de rectification où les vitesses de coupe sont de l'ordre de 20 à 60 $m.s^{-1}$, celles du rodage sont beaucoup plus lentes, variant de 0,3 à 10 $m.s^{-1}$ [74].

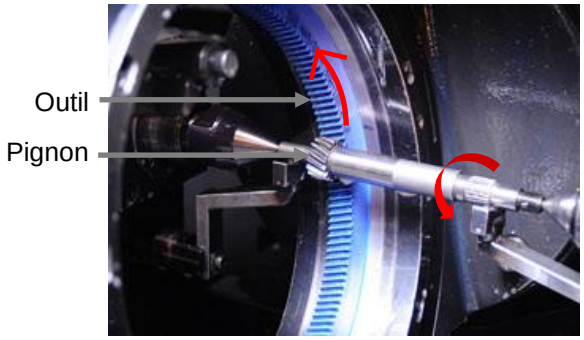


Figure 1.30. Rodage d'un pignon (source *Raunaq*).

Les surépaisseurs pouvant être enlevées sont de l'ordre de 20 à 40 µm. On obtient une hauteur maximale de surface (R_z) de l'ordre de 2 à 5 µm [74]. Ce procédé peut

être utilisé seul ou bien en complément de la rectification pour obtenir une meilleure qualité de surface. Le croisement des axes de rotation dû à la cinématique de l'opération engendre des composantes de la vitesse de glissement qui sont identiques à celles de l'opération de rasage indiquées en **Figure 1.26**. La **Figure 1.31a** indique les composantes de la vitesse de coupe générant ce type de glissement à savoir :

- $\mathbf{V_r}$: la vitesse radiale de coupe qui est de valeur constante. En effet, elle ne dépend que de l'angle de croisement des axes ;
- $\mathbf{V_a}$: la vitesse axiale de coupe. Elle est nulle sur le diamètre primitif et de valeur croissante de part et d'autre de celui-ci ;

Ainsi, la vitesse résultante de coupe $\mathbf{V_c}$ imprime les différentes trajectoires courbes de glissement.

Un exemple de topographie de flanc powerhoné, donné sur la **Figure 1.31b**, permet de voir la trace des lignes de glissement laissées par l'outil sur le flanc, très différentes de celles laissées par le procédé de rectification. On obtient en effet des lignes incurvées qui s'éloignent du diamètre primitif.

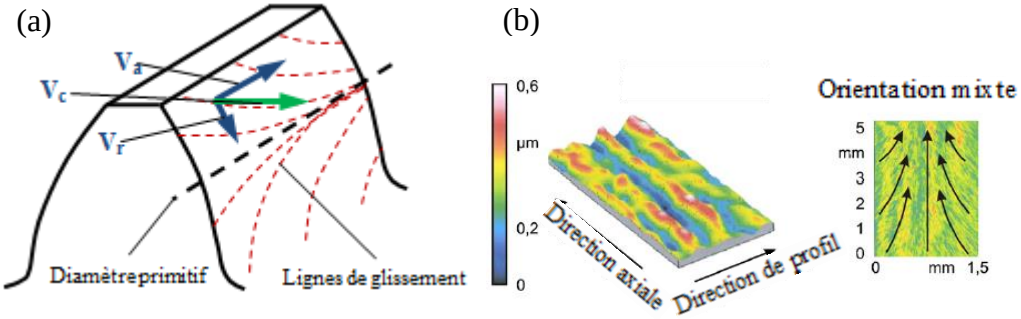


Figure 1.31. (a) Schéma des lignes de glissement d'un flanc powerhoné et des composantes de la vitesse de coupe ; (b) exemple de topographie type obtenue après powerhoning [72].

Pour ne pas confondre cette opération avec le rodage usuel des alésages ou avec celui effectué en début de vie d'un produit, nous l'appellerons powerhoning dans la suite de ce mémoire.

4.3. Conclusion

Il est à noter que la denture des pignons étudiés sera fabriquée par taillage à la meule-mère, suivie d'une opération de rasage, d'un traitement thermochimique, d'un grenaillage et d'une éventuelle finition. Au final, une fois le produit denture fabriqué, il convient de s'intéresser aux méthodes de caractérisation de surface afin de connaître plus en détails la morphologie des flancs de denture générés par les différents procédés présentés.

5. Méthodes de caractérisation de surface

Caractériser une surface c'est s'intéresser à la distribution des hauteurs ainsi qu'aux relations spatiales entre les points de la surface (morphologie), c'est-à-dire l'espacement entre les motifs éventuels, les pentes et les courbures.

5.1. Méthode statistique

Une mesure topographique d'une surface doit être un échantillon représentatif de toute la surface de la pièce. On considère alors la mesure comme une distribution de probabilités dont on cherche alors à calculer la dispersion et la forme.

Leur mesure et leur calcul ont d'abord été formalisés dans la norme ISO 4287 pour des profils en deux dimensions puis ont été plus récemment élargis pour les distributions surfaciques par la norme ISO 25178. Ce sont les paramètres surfaciques de cette dernière norme qui sont utilisés dans ce document.

- La rugosité moyenne arithmétique de la surface. Il s'agit de la moyenne des valeurs absolues des altitudes d'une topographie. C'est un paramètre très utilisé pour comparer des surfaces entre elles car il donne une valeur numérique directement utilisable. Cependant, étant une moyenne, il ne permet pas à lui seul de décrire complètement la topographie de la surface.

$$S_a = \frac{1}{N_x N_y} \sum_{i,j} (z(i,j) - \bar{z}) \qquad \textbf{(éq. 1.1)}$$

Où z est la distribution mesurée et $\bar{z}$ le plan moyen pour N points mesurés dans les directions x et y.

- L'écart type de la distribution, aussi appelé rugosité quadratique.

$$S_q = \sqrt{\frac{1}{N_x N_y} \sum_{i,j} (z(i,j) - \bar{z})^2} \qquad \textbf{(éq. 1. 2)}$$

- Le paramètre Sz représente la valeur moyenne entre les sommets les plus hauts (indice 's') et les vallées les plus profondes (indice 'v'). Il est calculé sur les 5 pics les plus hauts et les 5 vallées les plus profondes. Il peut s'avérer particulièrement sensible aux erreurs de mesures.

$$S_z = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^{5} (|\varphi_{si}| + |\varphi_{vi}|) \qquad \textbf{(éq. 1.3)}$$

En ce qui concerne la forme de la distribution, deux paramètres sont couramment utilisés. Ils sont détaillés ci-après :

- Le coefficient d'asymétrie de la distribution (Skewness) :

$$S_{sk} = \sqrt{\frac{1}{(N_x N_y)^3 S_q^3} \sum_{i,j} (z(i,j) - \bar{z})^3} \qquad \textbf{(éq. 1.4)}$$

Ce coefficient sera positif si la distribution présente une majorité de pics comparé au nombre de vallées.

- Le coefficient d'aplatissement de la distribution (Kurtosis) :

$$S_{ku} = \sqrt{\frac{1}{(N_x N_y)^4 S_q^4} \sum_{i,j} (z(i,j) - \bar{z})^4} \qquad \textbf{(éq. 1. 5)}$$

Si le Kurtosis d'une surface est supérieur à 3, alors les aspérités seront plutôt aplaties alors que s'il est inférieur, les aspérités seront aigües. Par exemple, une distribution Gaussienne aura un coefficient d'asymétrie de 0 et un Kurtosis égal à 3.

La norme ISO 12085 quant à elle permet de décomposer un profil en motifs afin d'en tirer des informations sur l'amplitude et l'espacement de ces derniers. Cette méthode permet de déterminer respectivement la hauteur et la largeur des motifs de rugosité (R et AR) et d'ondulation (W et AW). La norme ISO 25178 a formalisé l'extension de cette méthode à la décomposition d'une surface en collines et bassins versants en utilisant des paramètres d'aires et de volumes.

Enfin, les paramètres fonctionnels d'un profil ont été définis par la norme ISO 13565-2 (norme ISO 25768 pour les surfaces) avec la méthode de la courbe de portance**.** Ces paramètres sont calculés à partir de la courbe d'Abbott-Firestone obtenue par intégration de la distribution des hauteurs sur tout le profil (ou toute la surface).

Les trois principaux paramètres calculés à partir de cette courbe sont :

- $\mathbf{S_{pk}}$: hauteur de la surface portante, c'est-à-dire au-dessus de la surface écrêtée (après enlèvement des pics et vallées les plus importants) ;
- $\mathbf{S_{vk}}$: hauteur de la surface lubrifiée, c'est-à-dire en dessous de la surface écrêtée ;
- $\mathbf{S_k}$: il s'agit de la rugosité de la surface écrêtée.

Comme leur définition l'indique, ces paramètres permettent d'appréhender quelques fonctionnalités de la surface à partir de sa topographie, avec notamment la rétention d'huile (S_{vk}) et le potentiel d'usure (S_{pk}) lors des conditions d'utilisations. Cependant, il est parfois plus intéressant d'étudier la surface à analyser dans le domaine fréquentiel.

5.2. Analyse spectrale

Afin d'obtenir des informations sur les composantes fréquentielles présentes dans un profil 2D ou une topographie 3D, l'analyse spectrale peut être utilisée. Quelques méthodes sont alors utilisées.

5.2.1. Transformée de Fourier

La transformée de Fourier est un outil mathématique incontournable dans le traitement du signal. En effet, elle permet d'obtenir une description fréquentielle d'un signal, permettant souvent de mettre en avant certains caractères périodiques plus facilement qu'une description spatiale. La transformée de Fourier associée à un signal s(x) est définie par :

$$\mathbf{S(f)} = \int_{-\infty}^{+\infty} \mathbf{s(t)\, e^{-2i\pi fx} dx} \qquad \textbf{(éq. 1.6)}$$

Cependant, bien que cette méthode permette d'obtenir des renseignements sur les composantes fréquentielles du signal, elle ne nous renseigne pas sur les endroits de leur apparition. De plus, elle est aussi insuffisante pour mettre en avant les évolutions du signal. Enfin, cette description fréquentielle n'est pas en mesure de caractériser l'évolution spatiale du contenu spectral d'un signal, rendant incomplète les informations acquises sur la surface.

5.2.2. Densité spectrale de puissance

L'utilisation de la transformée de Fourier discrète dans le domaine des fréquences spatiales à deux dimensions sur la mesure topographique permet aussi d'estimer la densité spectrale de puissance (DSP) de la distribution. Elle est calculée comme le carré du module de la transformée de Fourrier de la surface.

$$\mathbf{DSP}\big(\mathbf{S}(\mathbf{x},\mathbf{y})\big) = |\mathbf{FFT}(\mathbf{S}(\mathbf{x},\mathbf{y})|^2 \qquad \textbf{(éq. 1.7)}$$

Cette DSP peut être utilisée pour caractériser l'anisotropie au travers de ses maxima locaux. En effet, chaque maximum est codé par sa direction. La représentation de ces directions sur un histogramme angulaire permet de mettre en avant les directions principales de la surface [75]. Ces directions peuvent servir à caractériser des surfaces, comme il a été mis en avant par Sabri dans le cas de surfaces de carter cylindre rôdés [76]. Un exemple de rose d'anisotropie est donné en **Figure 1.32**.

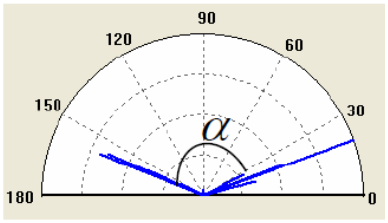


Figure 1.32. Exemple de rose d'anisotropie pour une surface rodée d'une chemise de carter cylindre [76].

Cependant, ces paramètres ne sont pas suffisants pour discriminer des surfaces issues de différents procédés de finition, et surtout pour les mettre en lien avec leurs performances fonctionnelles. En effet, ils dépendent de l'échelle de la mesure de la surface.

5.3. Analyse multiéchelle

Il a été montré qu'en pratique une surface contient des informations à plusieurs échelles provenant de différentes sources [77]. Par exemple, une surface usinée contient des informations sur les vibrations de la machine et les conditions d'usinage. Cet aspect multiéchelle est un facteur important dans les performances fonctionnelles de la surface. La définition traditionnelle de la rugosité, de l'ondulation et de la forme ont été la première étape pour pallier cette problématique de caractérisation d'une surface. Cependant, elle reste insuffisante car elle restreint l'analyse à une bande limitée de longueurs d'onde ne permettant ainsi pas de comparer des surfaces résultantes de différentes conditions process ni de suivre l'évolution des modifications de surface dans un procédé multi-étapes. Ainsi, plusieurs méthodes ont été développées à partir d'outils mathématiques afin d'extraire les informations

efficacement de la topographie, d'effectuer une reconstruction adéquate et de préserver l'information aux différentes échelles contenue dans la surface.

La décomposition par ondelettes continues est une méthode permettant d'atteindre cette information contenue dans les différentes échelles. Tout comme la Transformée de Fourier, il s'agit de décomposer les données mesurées dans une base prédéfinie. Toutefois, la fenêtre d'analyse est de taille variable et permet de quantifier localement les différentes composantes fréquentielles de l'image topographique d'une surface.

La **Figure 1.33** permet de comparer le pavage utilisé pour la transformée de Fourier à Court Terme et celui utilisé par la Transformée par Ondelettes Continues. Pour le premier (**Figure 1.33a**), on peut remarquer que celui-ci est régulier. A faible fréquence, la taille de la fenêtre d'analyse est la même que si l'on se place à haute fréquence. Cependant, pour le second la fenêtre d'analyse s'adapte à la fréquence (**Figure 1.33b**). Autrement dit, si la fréquence augmente, le coefficient de dilatation de l'ondelette « *a* » fait en sorte que la fenêtre d'analyse s'adapte. Ce type d'analyse possède ainsi une meilleure résolution spatiale locale dans le domaine des hautes fréquences grâce à la contraction des ondelettes. Inversement, la résolution fréquentielle est meilleure pour les basses fréquences [75].

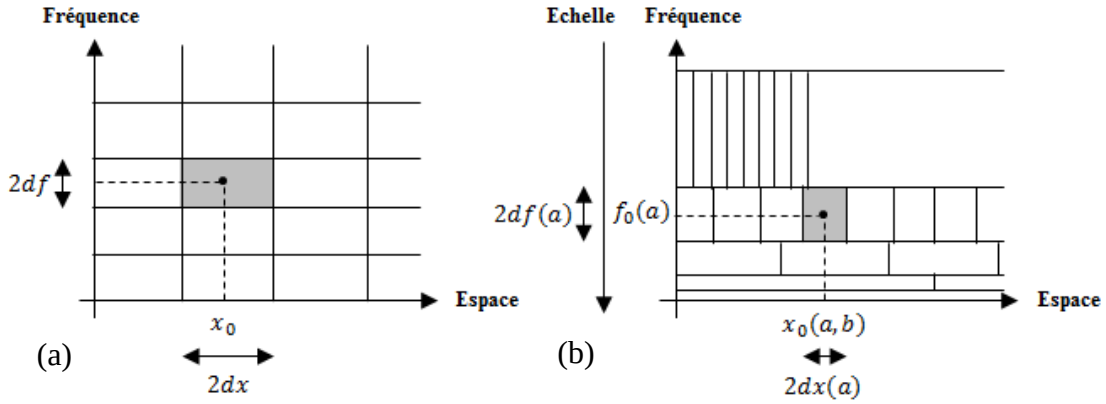


Figure 1.33. (a) Comparaison entre le pavage espace-fréquence de la Transformée de Fourier à Court Terme et (b) le pavage espace-échelle de la Transformée par Ondelettes Continues.

La transformée par ondelettes continues d'une fonction « *f* » surfacique est donnée par :

$$\mathbf{W_{\psi}^{f}(a,b) = \frac{1}{a}\int\int f(x,y)\psi\left(\frac{x-b_x}{a_x},\frac{y-b_y}{a_y}\right)dxdy} \qquad \textbf{(éq. 1.8)}$$

Ψ représente ici une famille de fonctions d'ondelettes générées par translation avec les paramètres b_x et b_y dans les directions x et y et compression/dilatation avec les paramètres d'échelle a_x et a_y dans les directions x et y. En utilisant ensuite la transformée inverse, il est possible de récupérer la composante de la fonction *f* pour chaque échelle *a*, comme donné ci-dessous :

$$\widetilde{\mathbf{f}_{\mathbf{a}}}(\mathbf{x},\mathbf{y}) = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{C_g}} \int \int \mathbf{W}_{\boldsymbol{\psi}}^{\mathbf{f}}(\mathbf{a},\mathbf{b}) \boldsymbol{\psi}_{\mathbf{a},\mathbf{b}}(\mathbf{x},\mathbf{y}) \frac{\mathbf{dadb}}{\mathbf{a^2}} \qquad \textbf{(éq. 1.9)}$$

Avec $\mathbf{C_g} = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{|\boldsymbol{\psi}(\mathbf{f})|^2}{|\mathbf{f}|} \mathbf{df}$

Il a été montré dans plusieurs études que le choix de l'ondelette n'a que peu d'effet sur les résultats obtenus [78]. Par ailleurs, il est possible d'ajouter un paramètre de rotation afin de donner des informations directionnelles à cette décomposition [75], ce qui permet d'analyser par exemple des anisotropies.

A partir de ces transformées, on peut calculer l'écart moyen absolu pour chaque échelle « *a* » noté *SMa(a)* (**éq. 1.10**) [75], par analogie avec la rugosité arithmétique moyenne définie par (**éq. 1.1**) qui elle concerne toutes les échelles. Il s'agit du spectre de rugosité de la surface.

$$\mathbf{SMa}(\mathbf{a}) = \sum_{\mathbf{x=1}}^{\mathbf{M}} \sum_{\mathbf{y=1}}^{\mathbf{N}} \frac{|\mathbf{f_a}(\mathbf{x},\mathbf{y})|}{\mathbf{MN}} \qquad \textbf{(éq. 1.10)}$$

Les progrès faits sur cette analyse ont permis de l'appliquer à des surfaces usinées [77] pour étudier les marques laissées par les machines-outils [79], ou encore les fonctionnalités d'une surface [76].

Cette décomposition a mené au concept de Signature Process Multiéchelle (SPM) défini par El Mansori et al. [80]. Elle est calculée (**éq. 1.11**) à partir des spectres de rugosité de la surface avant (indice I) et après (indice F) usinage et donne ainsi une information sur l'action du procédé en lui-même et les échelles qu'il impacte le plus.

$$\mathbf{SPM}_{(\mathbf{x},\mathbf{y})}(\mathbf{a}) = \frac{\mathbf{SMa}_{\mathbf{G_F}}(\mathbf{a}) - \mathbf{SMa}_{\mathbf{f_I}}(\mathbf{a})}{\mathbf{SMa}_{\mathbf{f_I}}(\mathbf{a})} \qquad \textbf{(éq. 1.11)}$$

5.4. Conclusions

Dans cette section, nous avons décrit un ensemble de paramètres et de méthodes pouvant être utilisés pour analyser une surface. La dernière approche par analyse multiéchelle par Transformée en Ondelettes Continues est un outil performant d'analyse qualitatif et quantitatif de l'état topographique des surfaces à toute échelle. Il est particulièrement bien adapté à la comparaison des états de surfaces au cours de leur évolution telle qu'une opération de fabrication ou un fonctionnement tel que l'engrènement.

6. Conclusions

De nombreuses études ont été publiées sur l'influence de la macro-géométrie des dentures sur le comportement acoustique et vibratoire d'un engrenage et d'une transmission. L'influence de plusieurs types de défauts a même été qualifiée. Par exemple, l'influence des écarts de forme sur le spectre vibratoire d'un engrenage est relativement bien connue. Cependant, l'échelle micrométrique et aussi meso – c'est-à-dire au niveau de contact apparant entre deux dents - n'a que très peu été étudiée. En effet, il existe peu d'études sur la corrélation directe entre l'état de surface des flancs

de denture et la génération de bruit d'un engrenage. De même l'influence des procédés de finition sur ces mêmes états de surface n'est que peu décrite et en règle général non-contrôlée en production. Or ces surfaces de flancs de dentures sont au cœur du contact entre deux dentures. De plus, nous avons pu noter que les publications sur le sujet sont relativement anciennes avec un certain regain d'intérêt récent, vraisemblablement dû à la croissance du développement des GMP électriques.

Différentes méthodes existent pour qualifier et/ou mesurer la bruyance denture générée par un engrènement. De notre point de vue, la mesure de vibrations semble être la plus appropriée, étant déjà mise en place dans le milieu industriel. Nous avons enfin montré que différents procédés intervenaient dans la fabrication des dentures et que chacun d'entre eux, à partir du rasage, pouvaient avoir une influence sur l'état de surface final obtenu. Pour caractériser les flancs ainsi générés, une approche par analyse multiéchelle de la signature de process de finition denture semble la plus appropriée afin d'accéder aux informations contenues aux différentes échelles de la surface. Ainsi, l'enjeu de ces travaux de recherches s'est porté sur la mise en place d'une méthodologie de caractérisation de l'influence du procédé de finition denture sur le produit, tant au niveau fonctionnel (bruyance denture) qu'au niveau surfacique (flancs) afin d'identifier le lien entre ces différents éléments.

Chapitre 2

Protocole expérimental : caractérisation non-destructive et multiéchelle de surface denture, mesures de bruit de frottement et développement d'un banc d'essai vibratoire instrumenté

1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation des moyens mis en place et développés dans ce travail pour la mise en œuvre d'une méthodologie expérimentale capable : 1) de mesurer la signature process générée par le procédé de finition denture et 2) de corréler par cette mesure les paramètres process avec le fonctionnel de bruyance. Les moyens expérimentaux utilisés pour ces travaux et présentés dans ce chapitre sont situés sur trois sites différents : le laboratoire MSMP sur le campus de Châlons-en-Champagne de l'ENSAM, le site de l'usine Renault à Cléon et le laboratoire du LTDS à l'Ecole Centrale de Lyon. Dans un premier temps sera présentée la métrologie multiéchelle des flancs de denture développée et utilisée. Dans une seconde partie, les moyens expérimentaux, le montage pour la mesure du bruit de frottement à l'échelle du contact et le banc d'engrènement instrumenté, seront décrits.

2. Démarche expérimentale

Ces travaux de recherches se placent au centre du triptyque liant le procédé de finition denture, la fonctionnalité de bruyance de l'engrenage et la surface des flancs générés. L'objectif a donc été de mesurer la signature process générée par la finition denture pour ensuite la corréler avec les paramètres process et le fonctionnel bruyance.

Pour atteindre ces objectifs, la démarche entreprise pour cette étude a été de caractériser expérimentalement la bruyance denture à différentes échelles. Pour ce faire, des mesures de vibrations générées à l'échelle de la surface et à l'échelle de l'engrenage d'un côté, et des analyses surfaciques multiéchelles d'un autre côté, ont été réalisées. Ces moyens se sont donc inscrits au cœur de la démarche expérimentale décrite ci-dessous :

1) Générer des dentures par différents procédés : sans finition après traitement thermochimique, après finition par rectification, après finition par powerhoning ;
2) Mesurer des paramètres de forme et des topographies des flancs des dentures ainsi générés ;
3) Faire un analyse multiéchelle fine des surfaces pour en extraire les paramètres géométriques, les topographies 3D ainsi que les paramètres texturaux ;
4) Mesurer le bruit de rugosité des flancs de denture et des vibrations générées par l'engrenage afin de caractériser fonctionnellement le produit ;

5) Corréler les aspects d'états de surface avec les performances vibratoires ainsi que les procédés étudiés.

Dans ce chapitre, nous avons réalisé une description détaillée des moyens expérimentaux nécessaires à l'étude de la corrélation entre l'état de surface denture et les vibrations générées par l'engrenage qui s'articule comme suit :

- A l'échelle microscopique, une méthode de réplication de surface a été mise en place pour la caractérisation non destructive des surfaces de denture et un dispositif de mesures de bruit de frottement a été utilisé pour mesurer le bruit généré par les aspérités de surface ;
- A l'échelle macroscopique, des machines de mesures de forme spécialisées pour les dentures et un banc d'essai vibratoire instrumenté pour un engrenage simple étage, développé dans le cadre de ces travaux, ont été utilisés.

3. Métrologie multiéchelle des flancs de denture

3.1. Mesure de la forme des dents (macro-échelle)

Les paramètres de forme des flancs caractérisant les dimensions et la qualité des dentures étudiées, tels que les écarts de forme, le rayon sous bille, les bombés ou encore les écarts de pas, ont été mesurés [28]. Pour ce faire, une machine à mesurer tridimensionnelle spécialisée pour le contrôle de dentures de l'atelier de l'usine de Cléon a été utilisée. Pour effectuer la mesure, la pièce est prise entre pointes, comme en fabrication (**Figure 2.1a)**. L'opération de contrôle se déroule ensuite en deux temps. Dans un premier temps, un palpeur vient en contact avec trois dents pour mesurer les critères de profil et d'hélice. Dans un second temps, un passage est effectué à nouveau sur toutes les dents afin de pouvoir calculer les critères de division. A la fin de la mesure, un procès-verbal est fourni par la machine (**Figure 2.1b**). Celui-ci illustre et indique les valeurs numériques pour l'hélice, le profil et la division (HPD).

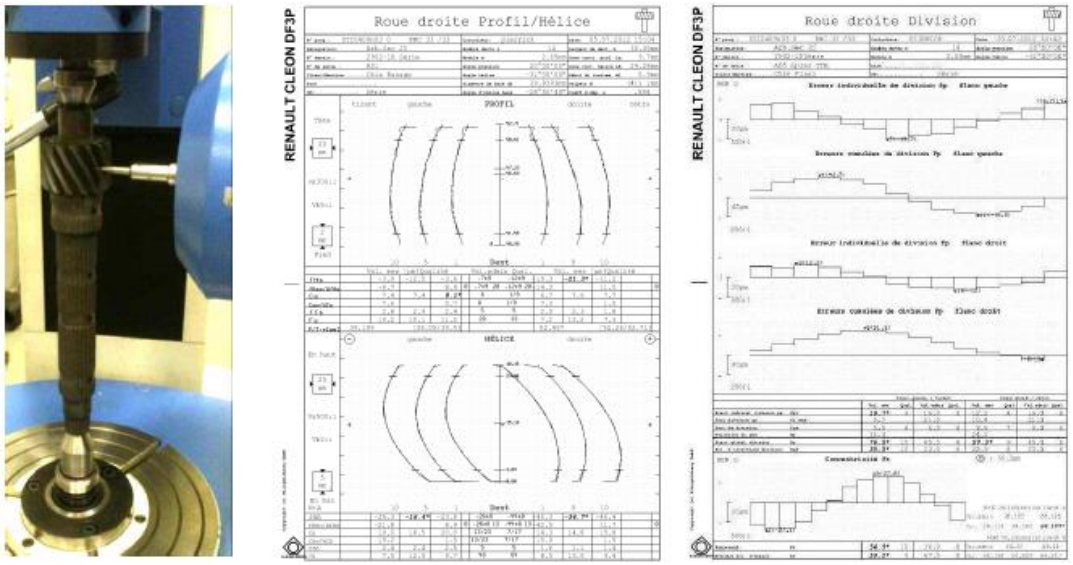


Figure 2.1. (a) Photographie d'un arbre secondaire de boîte J pris entre pointes sur la machine tridimensionnelle, le palpeur venant en contact avec les dents ; (b) Exemple de document produit par la machine après la mesure (procès-verbal) regroupant l'ensemble des mesures des critères macro-géométriques [81].

3.1.1. Profil et hélice

La denture d'un engrenage est caractérisée généralement par deux directions : celle du profil et celle de l'hélice (**Figure 2.2**). Les paramètres associés à ces directions sont annotés d'un α (ou a) et d'un β (ou b) respectivement.

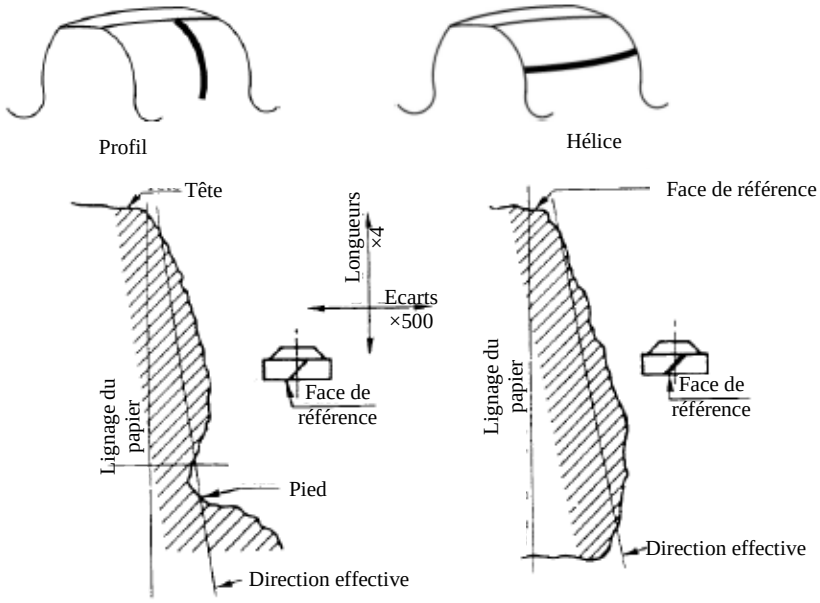


Figure 2.2. Exemple de relevé de profil et d'hélice [28].

L'écart de forme, dans l'une ou l'autre des deux directions, est défini comme l'amplitude de la translation, perpendiculaire à la direction théorique, de la courbe effective de manière à envelopper la courbe réelle. Ceci est illustré sur la **Figure 2.3**. Noté respectivement $F_{f\alpha}$ ou $F_{f\beta}$, l'écart de forme rend compte des différences entre le profil théorique et le profil réel. Afin de pouvoir étudier l'influence des échelles inférieures, nous avons choisi des pièces ayant peu de différences sur cette caractéristique en particulier.

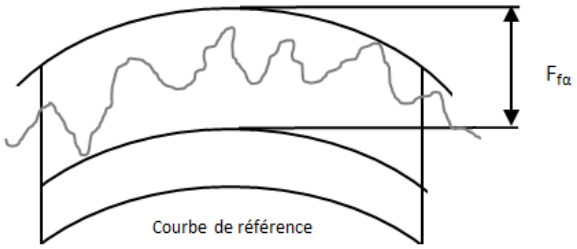


Figure 2.3. Mesure de l'écart de profil, ici noté $F_{f\alpha}$ [28].

3.1.2. Rayon sous bille (RSB)

Le rayon sous bille correspond à la moyenne des mesures des rayons sous bille R sur toute la circonférence d'un engrenage (**Figure 2.4**). Il s'agit d'une caractéristique dimensionnelle importante pour le fonctionnement de l'engrenage car il permet de voir si le jeu fonctionnel entre les dents est dans les tolérances indiquées par le bureau d'études.

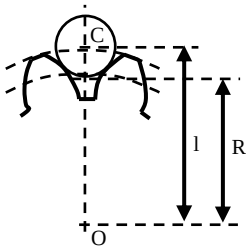


Figure 2.4. Le rayon sous bille RSB correspond à la moyenne des mesures de rayons R [28].

3.1.3. Battement simple radial F_r

Le battement simple radial à la bille Fr ou Faux-rond est la variation totale d'enfoncement d'une bille, tangente aux deux profils utiles de chaque creux de dent successif, mesurée radialement dans un plan de mesure spécifié ou au voisinage du plan médian, sur un tour complet autour de l'axe fonctionnel de rotation [28]. Cette mesure permet de vérifier la concentricité des cercles de base et primitif de la roue dentée.

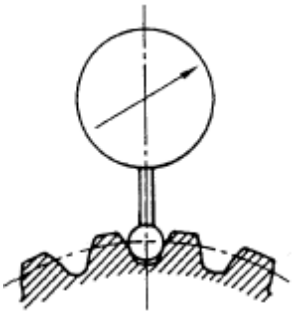


Figure 2.5. Battement simple radial à la bille F_r dans le cas d'une denture extérieure [28].

3.1.4. Ecart cumulé total de pas F_p

L'erreur individuelle de pas est la différence entre le pas effectif et le pas théorique, c'est-à-dire les distances entre chaque dent de la roue (**Figure 2.6**). L'erreur cumulée sur un secteur de k pas est la somme algébrique des erreurs individuelles de ces mêmes k pas. Enfin, l'écart cumulé total de pas ou erreur totale de division F_p est l'amplitude totale du diagramme d'erreur accumulée [82].

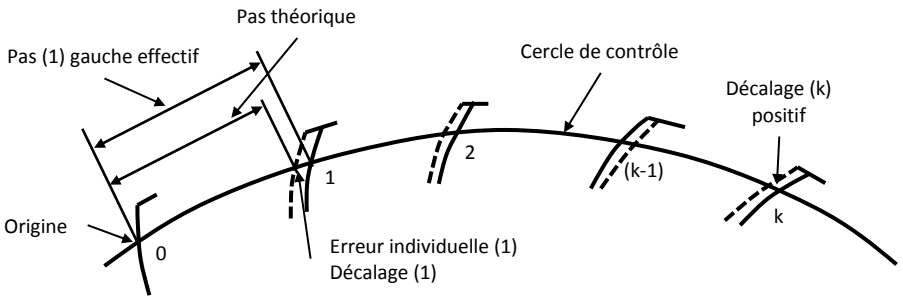


Figure 2.6. Erreur cumulée de pas (décalage circulaire) [82].

3.1.5. Ecart de direction de profil fH_α et d'hélice fH_β

La forme effective respectivement dans la direction du profil et d'hélice est calculée par approximation à une parabole de leurs tracés respectifs par la méthode des moindres carrés [28]. La direction effective est ainsi obtenue par le tracé de la

droite qui joint les points d'intersection de la parabole de la forme effective avec les lignes déterminant la longueur d'exploitation. On peut le voir sur la **Figure 2.7**. Les écarts de direction de profil sont mesurés sur le flanc gauche et le flanc droit [28].

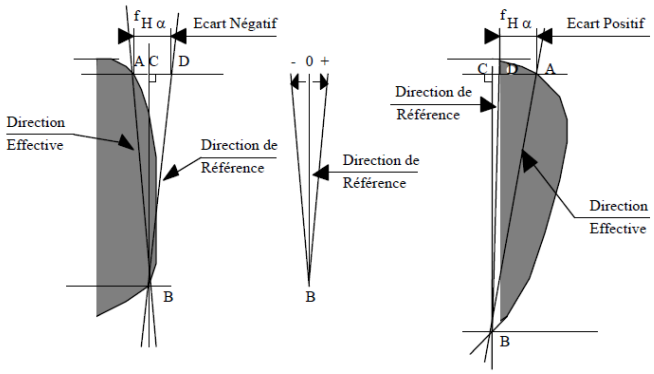


Figure 2.7. Définition du bombé de profil mesuré [28]. B et D sont les intersections de la droite représentant la direction de référence et les limites de la longueur d'exploitation. A et B sont les intersections entre la droite représentant la direction effective et les limites de la longueur d'exploitation. La longueur AD correspond à l'écart de direction de profil.

3.1.6. Bombé de profil C_α et d'hélice C_β

Le bombé est une modification intentionnelle de la forme du profil ou de l'hélice ayant pour but d'améliorer l'engrènement, comme illustré en **Figure 2.8**. Le bombé est défini en métrologie comme étant la flèche de la courbe de régression par rapport à la direction effective, mesurée dans le sens des écarts, comme indiqué sur la **Figure 2.9** [28]. La définition du bombé d'hélice est la même mais dans la direction de l'hélice, c'est-à-dire de l'épaisseur de la dent. Les symboles respectifs C_α et C_β sont utilisés pour désigner le bombé de profil et le bombé d'hélice.

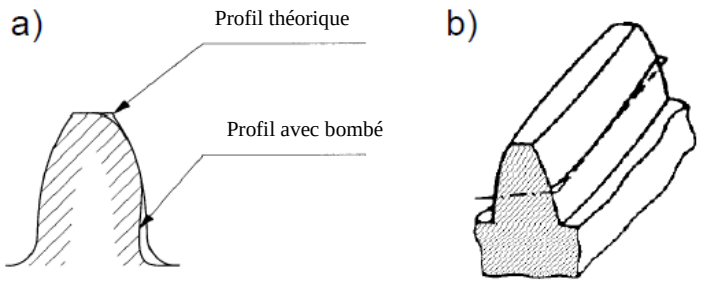


Figure 2.8. Descriptif des bombés (a) de profil et (b) d'hélice [28].

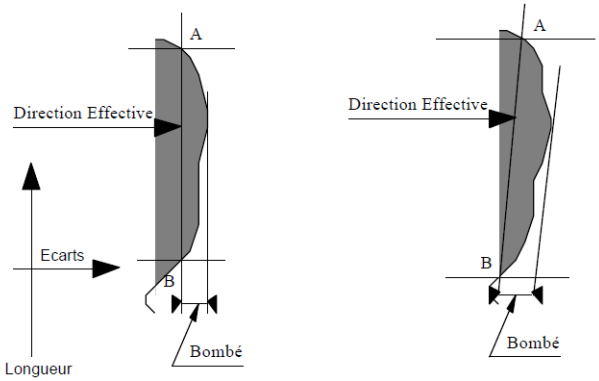


Figure 2.9. Définition du bombé de profil [28].

3.2. Mesure des états de surface (micro-échelle)

A la suite des mesures de forme des dentures, une méthode de caractérisation complémentaire s'intéressant à l'état de surface des flancs, c'est-à-dire aux échelles micro-géométriques, a été développée et mise en place. Pour ce faire, la topographie en trois dimensions (3D) des flancs des pignons étudiés a été mesurée avec un interféromètre optique WYKO NT3300 illustré en **Figure 2.10**. Les caractéristiques de la mesure 3D utilisées sont les suivantes :

- Filtrage de type « PSI high mag » ou Phase Shifting Interferometry (interférométrie à décalage de phase qui est adaptée aux surfaces de faible rugosité) ;
- Objectif d'agrandissement ×5 ;
- Amplitude de mesure maximale de 500 μm ;
- Résolution verticale (en z) de 10 nm ;
- Résolution latérale (en x et y) de 2 μm.

Deux types de mesures ont été réalisés au cours de ces travaux et sont différenciés par leur taille. La première est une mesure directe d'une taille de 1,2 mm par 0,9 mm. La seconde est une mesure d'une surface plus grande, 2 mm × 2 mm, qui est en fait un assemblage de douze mesures rassemblées par l'utilisation d'un algorithme de stitching intégré dans le logiciel « Vision 3.6 » utilisé pour la mesure. Après mesure, la composante de forme des topographies a été enlevée en utilisant la méthode des moindres carrés utilisant une fonction Spline cubique.

Les mesures ont ensuite été analysées sur toutes les échelles présentes par décomposition multiéchelle utilisant la transformée par ondelettes continues. Cette méthode permet de calculer la rugosité moyenne de chaque composante de la surface et d'acquérir ainsi une information sur l'amplitude moyenne des irrégularités de surface sur chaque échelle. Il s'agit d'une méthode appropriée pour discriminer des surfaces issues de différentes conditions process ainsi que pour décrire finement les évolutions des surfaces au cours d'une opération de finition ou lors du fonctionnement, comme cela a été démontré dans des études effectuées par Sabri et al. sur le procédé de rodage ou bien par Mezghani et al. sur le toilage de portées cylindriques [76,83].



Figure 2.10. Interféromètre optique WYKO pour la mesure des topographies 3D.

3.3. Méthodologie de réplication de surface

3.3.1. Intérêt de la méthode de réplication

Afin d'accéder aux topographies flancs sans destruction des échantillons ainsi que pendant les essais vibratoires une méthode de réplication de surface a été mise en place. Avec ce type de méthode, une géométrie maîtresse est transférée sur un substrat copiant ainsi la géométrie initiale. La notion de précision lors de ce procédé est importante car elle décrit la ressemblance entre la pièce originale et sa copie, et définit donc la qualité de la réplique. De nombreuses études ont été entreprises afin de quantifier ce que l'on appelle le degré de réplication. On pourra se référer à l'étude bibliographique sur les procédés de micro- et nano-réplication effectuées par Hansen et al. [84]. En effet, l'auteur a montré que très souvent une seule échelle, dépendante de l'application, était prise en compte lors de la définition du degré de réplication d'un procédé. Gasparin et al. [85] ont étudié par exemple la réplication de surfaces polies très finement et ont montré, en utilisant des paramètres standards ISO d'état de surface, que des matériaux mous donnaient de meilleurs résultats en termes de degré de réplication.

Pour notre application, nous avons choisi d'étudier cinq types de résines afin de déterminer la plus adaptée aux surfaces générées par des procédés de finition denture.

3.3.2. Procédure expérimentale

3.3.2.1. Echantillons étudiés

Afin de comparer les résines entre elles, cinq surfaces de référence ont été considérées. Il s'agit de surfaces usinées dont l'état de surface est représentatif de la finition denture effectuée par des procédés standards tels que la rectification. Cinq mesures interférométriques ont été réalisées sur chaque surface. Les surfaces ont été échantillonnées à 640 × 480 points dans chaque direction x et y, avec un pas de 1,94 µm. Les topographies représentatives des surfaces de référence sont données en **Figure 2.11**. Leur rugosité surfacique moyenne S_a varie de 0,29 µm à 1,55 µm.

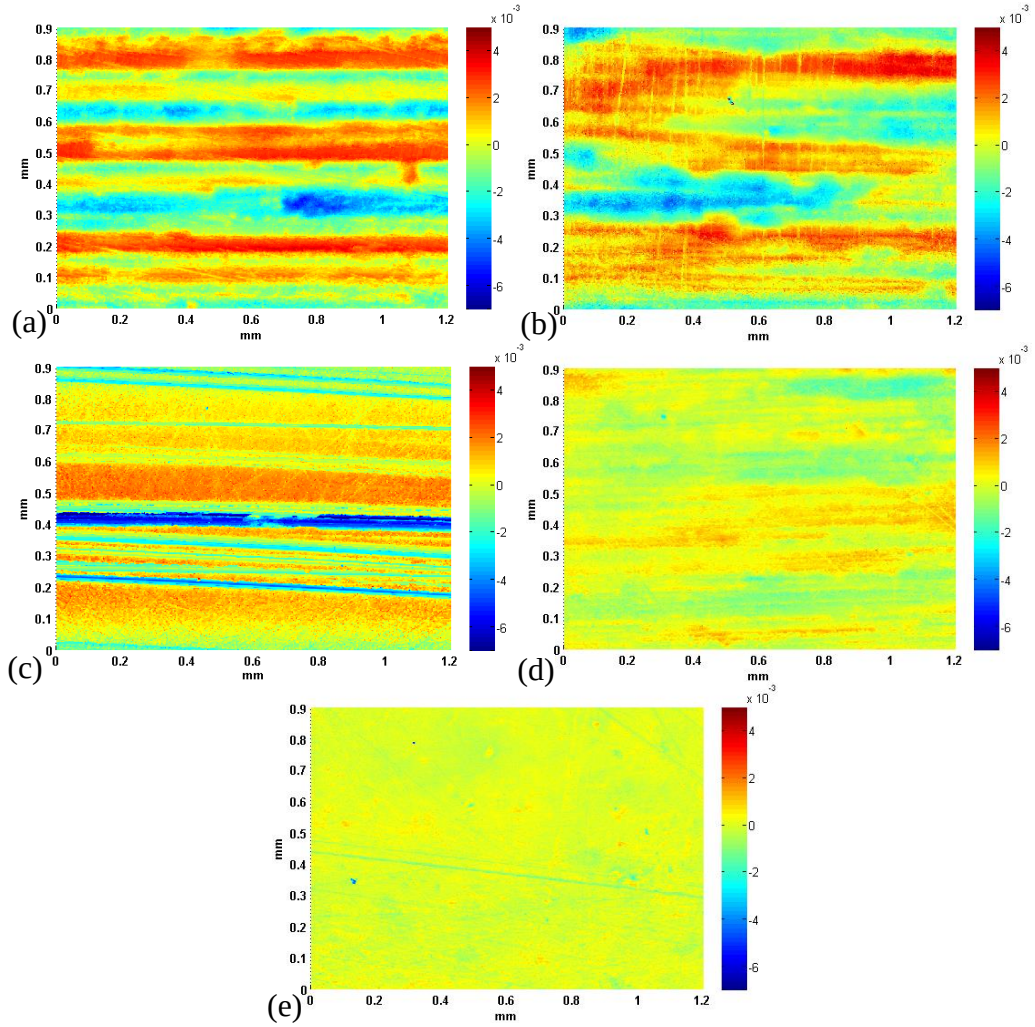


Figure 2.11. Micro-topographies 3D des cinq surfaces de référence. L'échelle de couleur est en millimètres. (**a**) S_a = 1.55 µm ; (**b**) S_a = 1.34 µm ; (**c**) S_a = 0.96 µm ; (**d**) S_a = 0.44 µm ; (**e**) S_a = 0.29 µm.

3.3.2.2. Résines comparées

La **Figure 2.12** illustre les résines comparées dans notre étude. Elles sont au nombre de cinq et possèdent des caractéristiques différentes qui sont données dans le **Tableau 2.1**. Hormis pour la résine Technovit3040 qui indique 1 µm, les précisions de celles-ci sont assez proches et sont autour de 0,1 µm. D'un point de vue qualitatif, il est intéressant de noter que les résines Microset101RF, Repliset F1 et F5 sont les plus flexibles, tandis que la Technovit3040 est la plus dure. La résine Provil Novo se situe entre les deux groupes.



Figure 2.12. Exemple d'échantillons répliqués par chaque résine. De gauche à droite : Technovit, Provil Novo, Microset, ReplisetF1, ReplisetF5.

Tableau 2.1. Caractéristiques des cinq résines étudiées données par les fournisseurs.

Nom	Réf	Fournisseur	Type	Précision	Durée d'emploi 25 °C (min)	Séchage à 25 °C (min)	Couleur
Repliset	F1	Struers	A base de silicone / caoutchouc	0.1 µm	0.5-1	5	Noir
	F5			0.1 µm	5	18	Noir
Microset	101 RF	Microset Products	Silicone	N/C	0.5	5	Noir
Technovit	3040	Heraeus Kulzer	A base de Methyl-Methacrylate	1 µm	2	5	Jaune
Provil Novo	N/A		Silicone à faible viscosité	~0.1 µm	N/C	4.5	Vert foncé

3.3.2.3. *Classification des rigidités des résines en utilisant la microscopie par modulation de force (FMM)*

Les différentes résines ont été classifiées suivant leur rigidité à l'aide d'un microscope à force atomique (AFM) utilisant le mode de mesure par modulation de force (FMM). Il s'agit d'une méthode employée pour caractériser les modules d'Young de matériaux hétérogènes. Le principe est illustré en **Figure 2.13a**. La pointe est excitée par des oscillations d'amplitude constante et est mise en contact régulier avec la surface. Pendant la mesure, l'amplitude des vibrations de la pointe est modifiée par son interaction avec la surface. En effet, la déviation d'amplitude augmente lorsque le matériau est dur. Les résultats sont donnés suivant une cartographie des tensions qui sont directement liées aux amplitudes mesurées. Des modèles peuvent être développés afin d'obtenir directement le module d'Young à partir de cette cartographie. Dans notre étude, le but est limité à une comparaison qualitative des différentes rigidités des résines.

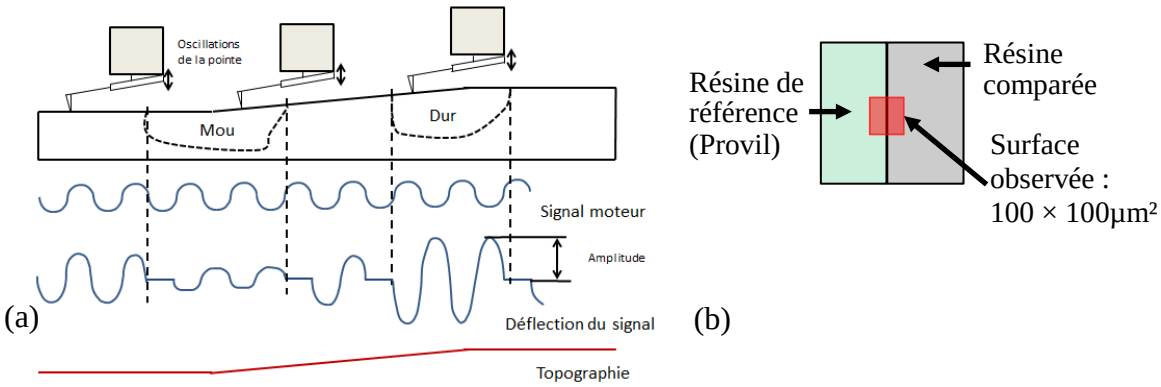


Figure 2.13. (**a**) Principe des mesures par modulation de force ; (**b**) vue de dessus de la zone mesurée.

Les résines ont ainsi été comparées à une même référence (**Figure 2.13b**). Provil Novo a été choisie pour ce rôle pour trois raisons : elle semblait être d'une rigidité intermédiaire comparées aux autres ; elle adhérait à toutes les autres résines, ce qui a permis de réaliser des interfaces planes ; sa couleur particulière rendait clairement identifiable l'interface sous microscopie. La surface mesurée est de 100 µm × 100 µm. A partir des cartographies obtenues, des tensions moyennes pour chaque résine ont été calculées. Cinq mesures pour chaque résine ont été effectuées et trois

campagnes ont été réalisées. Pour la comparaison, la valeur arbitraire 100 a été attribuée à la résine de référence Provil Novo, tandis que les valeurs pour les autres ont été calculées à partir de l'équation (**éq. 2.1**).

$$\mathbf{U_{calculé}(résine\ comparée) = \frac{U_{mesuré}(résine\ comparée)}{U_{mesuré}(référence)} x100} \qquad \textbf{(éq. 2.1)}$$

La **Figure 2.14** montre sous forme d'histogramme les résultats obtenus en termes de rigidité relative entre les résines étudiées. Ces rigidités ont été moyennées sur trois campagnes de mesures. On peut noter qu'une rigidité plus faible a entraîné une répétabilité plus faible, les écart-types étant les plus élevés. Par ailleurs, les résines Microset et RepliF1 sont particulièrement proches, ce qui corrèle bien avec leurs caractéristiques similaires.

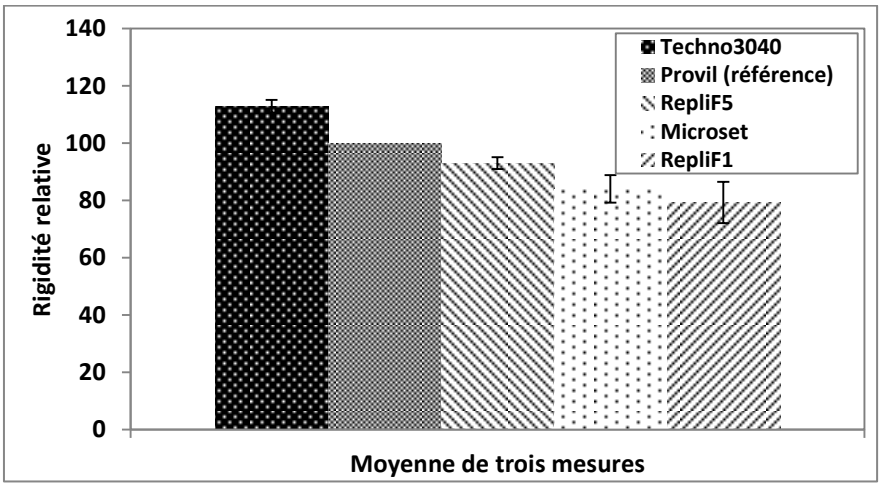


Figure 2.14. Rigidités relatives des différentes résines.

3.3.3. Résultats et conclusions

La **Figure 2.15** montre les résultats de la décomposition multiéchelle des cinq surfaces de référence mesurées directement, dont des exemples de topographies sont donnés en **Figure 2.11**. Le spectre de rugosité SMa montre la différence d'amplitude à chaque échelle présente.

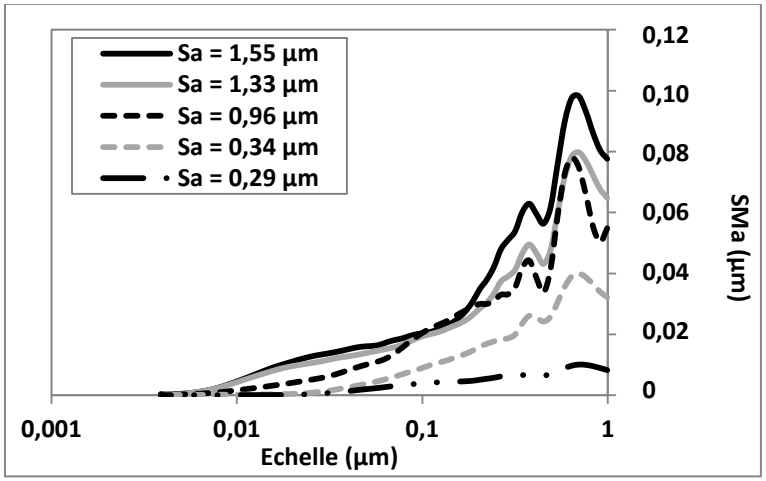


Figure 2.15. Spectres de rugosité SMa des cinq surfaces de référence issus de mesure directe par interféromètrie.

Des répliques des échantillons ont été réalisées avec toutes les résines. Leurs caractéristiques topographiques ont été calculées tel que décrit dans la norme ISO 25178 sur les états de surface 3D. La rugosité arithmétique 3D S_a ainsi que trois paramètres fonctionnels ont été considérés :

- la rugosité à cœur (S_k) qui est une mesure de la surface de laquelle ont été enlevés les pics et les vallées prépondérantes ;
- la profondeur des vallées réduite (S_{vk}) qui est une mesure de la profondeur moyenne des vallées plus profondes que la rugosité à cœur ;
- la hauteur des pics réduite (S_{pk}) qui est une mesure de la hauteur moyenne des pics au-dessus de la rugosité à cœur.

Afin de comparer les paramètres d'état de surface mesurés sur les répliques et ceux mesurés directement sur les surfaces de référence, la différence relative en pourcentage, « D » entre les deux mesures a été calculée (**éq. 2.2**) :

$$\mathbf{D(X)} = \frac{|\mathbf{X_{réf}} - \mathbf{X_{résine}}|}{\mathbf{X_{réf}}} \mathbf{x100} \qquad \textbf{(éq. 2.2)}$$

Par ailleurs un critère de discrimination « A » a été mis en place et calculé afin de vérifier si les variations de rugosité entre la mesure directe et indirecte sont significatives lorsque l'on prend en compte la répétabilité des mesures. Il est défini par la formule suivante (**éq. 2. 3**) :

$$\mathbf{A(X)} = \frac{|\mathbf{X_{réf}} - \mathbf{X_{résine}}|}{\sqrt{\boldsymbol{\sigma}^2_{\mathbf{X_{réf}}} + \boldsymbol{\sigma}^2_{\mathbf{X_{résine}}}}} \qquad \textbf{(éq. 2. 3)}$$

Avec X un paramètre quelconque de la norme ISO 25178 et σ son écart-type associé.

Si le critère « A » est inférieur à 2, cela signifie que la différence est inférieure à deux fois son écart-type (**éq. 2. 4**). Dans ce cas, on peut considérer que l'écart entre la mesure sur réplique et la mesure directe n'est pas significatif.

$$\begin{aligned} \textbf{Si } \mathbf{A(X)} < \mathbf{2} \quad & \mathbf{X_{résine}} \pm \boldsymbol{\sigma}_{X_{résine}} \in [\boldsymbol{X}_{réf} - \boldsymbol{\sigma}_{X_{réf}}, \boldsymbol{X}_{réf} + \boldsymbol{\sigma}_{X_{réf}}] \\ \textbf{sinon} \quad & \mathbf{X_{résine}} \pm \boldsymbol{\sigma}_{X_{résine}} \in \left[\boldsymbol{X}_{réf} - \boldsymbol{\sigma}_{X_{réf}}, \boldsymbol{X}_{réf} + \boldsymbol{\sigma}_{X_{réf}}\right] \end{aligned} \qquad \textbf{(éq. 2. 4)}$$

La **Figure 2.16** montre la différence relative en pourcentage entre la rugosité arithmétique, S_a, mesurée sur la réplique et celle mesurée directement sur la surface de denture, ainsi que les zones pour lesquelles le critère « A » est supérieur à la valeur 2. On peut clairement noter que les différences sont plus importantes quand la surface est plus lisse et que la résine est plus rigide.

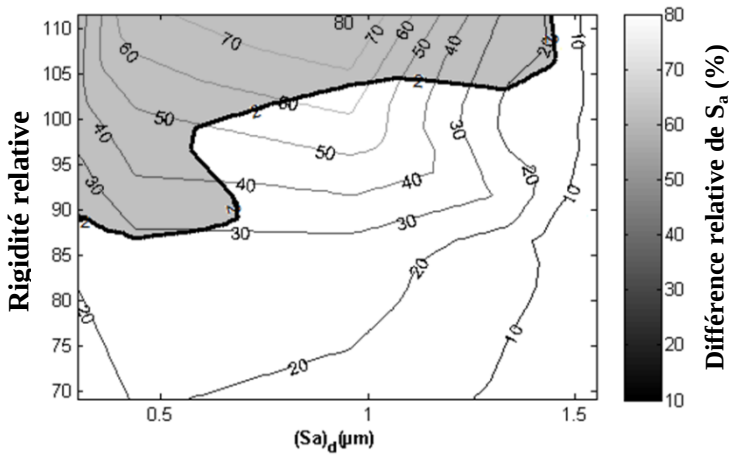
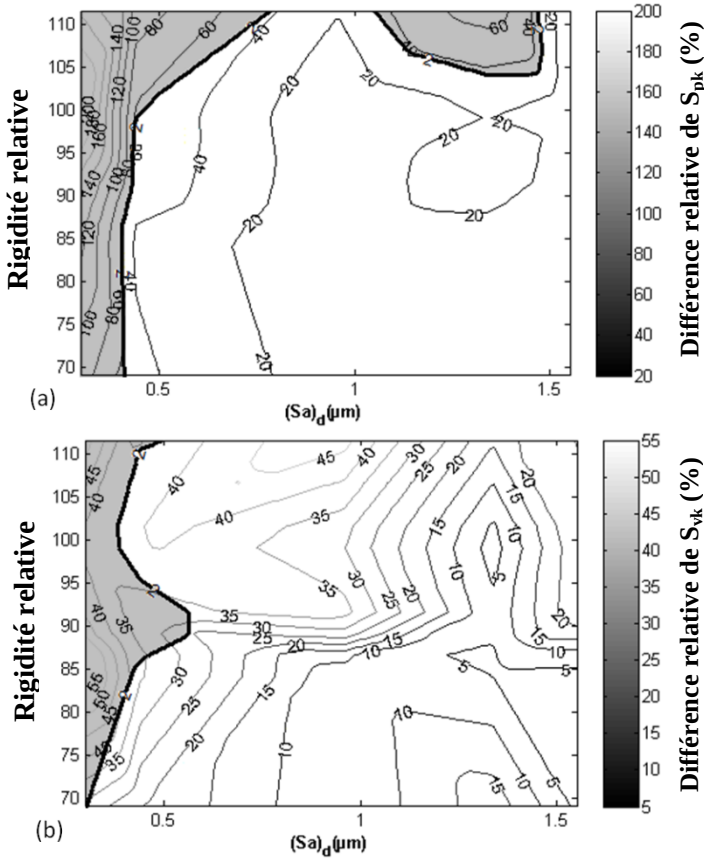


Figure 2.16. Différence relative pour le paramètre S_a en fonction de la rugosité des surfaces de référence et de la rigidité relative des résines. La partie grisée est la zone où $A \geq 2$ et indique que la différence entre les mesures directes et indirectes est importante lorsque l'on prend en compte la répétabilité de chaque mesure.

La **Figure 2.17** quant à elle décrit les mêmes évolutions mais pour les paramètres fonctionnels Spk (**a**), S_{vk} (**b**) et S_k (**c**). On peut relever que des pics tendent à apparaître sur des surface peu rugueuses, donc le S_a est inférieur à 0,4 µm, pour toutes les résines. C'est particulièrement vrai pour les résines les plus dures. En ce qui concerne les vallées, les résultats sont homogènes, la différence relative ne dépassant pas 45 %. Enfin, pour le S_k, les résultats montrent qu'une résine plus souple est plus intéressante pour répliquer des surfaces peu rugueuses, tandis que, inversement, une résine plus rigide sera plus à même de répliquer la rugosité à cœur de surfaces plus rugueuses.



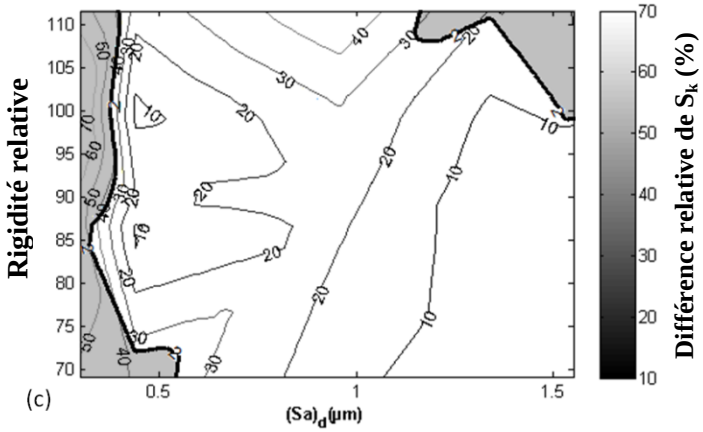


Figure 2.17. Différence relative pour les paramètres fonctionnels en fonction de la rugosité des surfaces de référence et de la rigidité relative des résines. (**a**) S_{pk} ; (**b**) S_{vk} et (**c**) S_k. La partie grisée est la zone où $A \geq 2$ et indique que la différence entre les mesures directes et indirectes est d'importance lorsque l'on prend en compte la répétabilité de chaque mesure.

Afin d'analyser plus précisément le transfert de rugosité sur toute la bande de longueurs d'onde de la surface, le coefficient de corrélation a été utilisé pour attester des variations entre les spectres de rugosité multiéchelles. Si le coefficient est inférieur à 0,75 alors les variations ont été jugées trop différentes de celles de la référence. Les coefficients ont été calculés sur plusieurs bandes d'échelle afin d'avoir une meilleure précision sur le résultat. Ces bandes ont été déterminées directement sur les spectres des surfaces de référence et sont définies ainsi :

- 0 – 100 µm ;
- 100 – 225 µm ;
- 225 – 500 µm ;
- 500 – 1000 µm.

Un exemple de différence entre le spectre de rugosité SMa d'une mesure directe et d'une mesure sur réplique est donné en **Figure 2.18**.

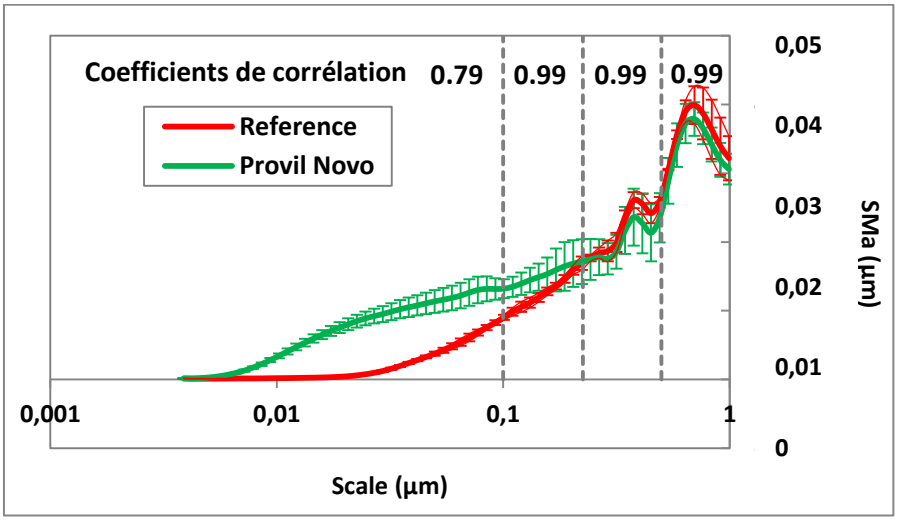


Figure 2.18. Exemple de spectre de rugosité multiéchelle entre une mesure directe et une mesure sur une réplique. Ici la résine utilisée est Provil Novo et la surface de référence possède un S_a de 0,44 µm. Les coefficients de corrélation sont indiqués pour chaque bande d'échelles.

On peut conclure des résultats montrés en **Figure 2.19** que si la surface est très lisse ($S_a \leq 0{,}3$ µm) alors le procédé de réplication par résine va engendrer une perte d'informations sur certaines échelles. La tendance générale, qui est bien corrélée avec ce qu'a montré l'étude des paramètres statistiques, est qu'une résine plus dure est moins précise sur des surfaces plus lisses. On peut enfin noter que sur la bande d'échelle 225 – 500 µm il existe une perte d'information quel que soit la résine utilisée lorsque le S_a est inférieur à 0,3 µm.

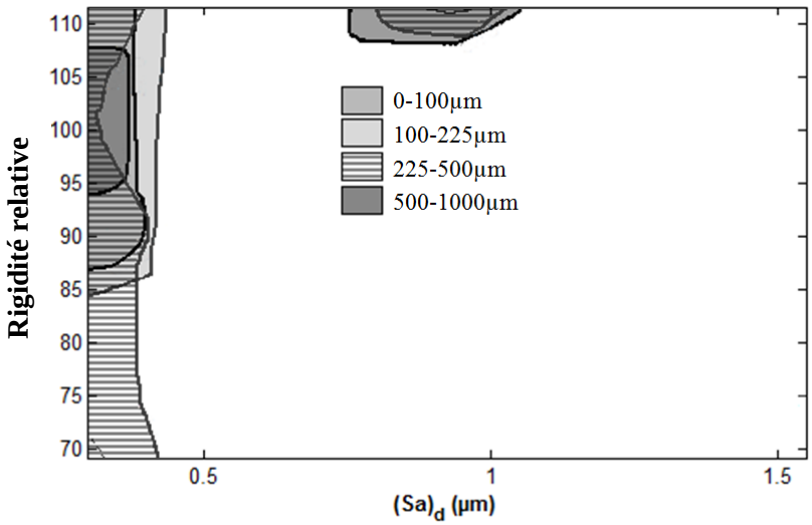


Figure 2.19. Coefficients de corrélation inférieurs à 0,75 entre les spectres de rugosité SMa des mesures sur les répliques et celles directes, en fonction de la rugosité S_a des surfaces de référence et de la rigidité relative des résines.

Au final, cette étude a permis de mettre en avant que la méthode de réplication surface comme méthode non-destructive d'évaluation d'état de surface dépend grandement du choix adéquat de la résine utilisée pour un certain niveau de rugosité. Pour la suite des travaux, comme la rugosité Sa des échantillons étudiés varie de 0,4 à 1,1 µm, la résine Repliset F1 (la moins rigide) a été choisie.

3.4. Conclusions

Les caractéristiques de forme ont été mesurées à l'aide d'une machine de forme tridimensionnelle spécialisée pour les engrenages. Les pièces ont ainsi pu être comparées entre-elles après fabrication. Par la suite, une méthode de réplication de surface a été mise en place et utilisée afin de permettre une étude plus fine des surfaces de flancs de denture à l'aide d'un interféromètre optique.

4. Moyens expérimentaux

En parallèle du développement d'une méthodologie de caractérisation fine de surfaces de flancs, deux moyens expérimentaux ont été mis en place afin de qualifier et quantifier la performance fonctionnelle des dentures au niveau bruyance. Le premier, développé au laboratoire du LTDS à l'Ecole Centrale de Lyon, permet de mesurer le bruit de frottement des surfaces dentures, c'est-à-dire les vibrations générées. Le second est un banc d'essai de faible puissance développé dans le cadre de cette thèse et permettant de mesurer les vibrations d'un engrenage simple étage.

4.1. Echantillons étudiés

L'engrenage étudié a été développé par Renault pour le réducteur RA0 équipant un moteur électrique. La **Figure 2.20** montre la gamme de fabrication des échantillons pour les arbres primaires, qui sont ceux étudiés. Tous les échantillons sont tout d'abord taillés dans la matière brute à l'aide d'une opération de taillage par fraise-mère. Ces pièces passent ensuite par une opération de rasage, c'est-à-dire de finition avant traitement thermochimique. Ce dernier, appliqué ensuite, est une carbonitruration super profonde, dont les détails ne seront pas explicités. Enfin, un grenaillage est appliqué sur les flancs des pièces.

C'est sur ce point que les trois configurations étudiées diffèrent les unes des autres : les flancs des pièces de la première configuration n'ont pas été finis après le grenaillage post-traitement thermochimique, alors que les deux autres ont subis soit une opération de rectification soit une opération de powerhoning, aussi appelée rodage de puissance.

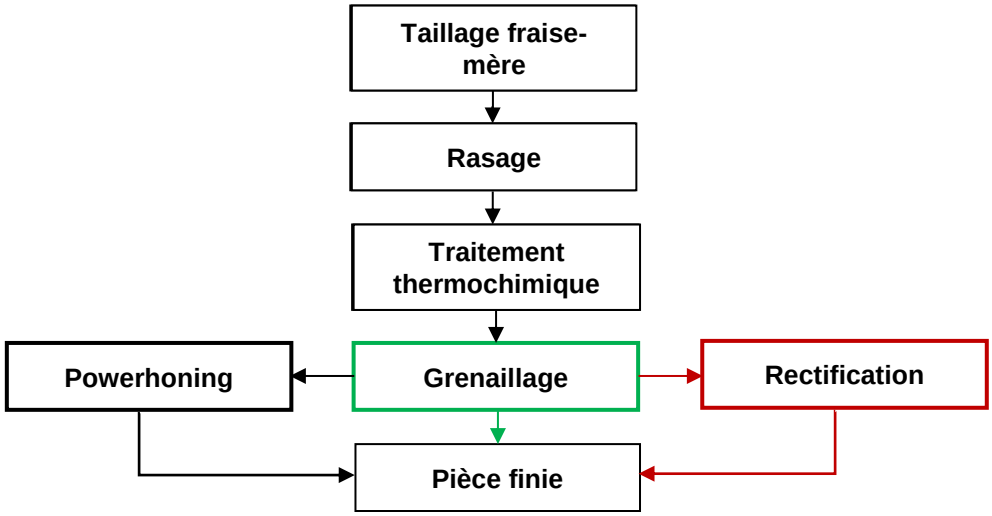


Figure 2.20. Gamme de fabrication simplifiée des échantillons. Seules les opérations affectant la surface des flancs sont indiquées.

4.2. Mesures du bruit de frottement

Afin de mesurer le bruit de frottement, c'est-à-dire le bruit généré par les aspérités de surface, un dispositif a été développé au laboratoire du LTDS.

4.2.1. Caractéristiques du moyen de mesure

Le dispositif utilisé pour ces mesures est illustré en **Figure 2.21**. Une brosse en mousse habillée d'un tissu permettant une meilleure adhérence sur la surface vient frotter contre le flanc de la dent. Un accéléromètre est fixé dessus pour mesurer les vibrations générées par les aspérités de surface denture. Une table magnétique déplace l'échantillon linéairement durant la mesure.

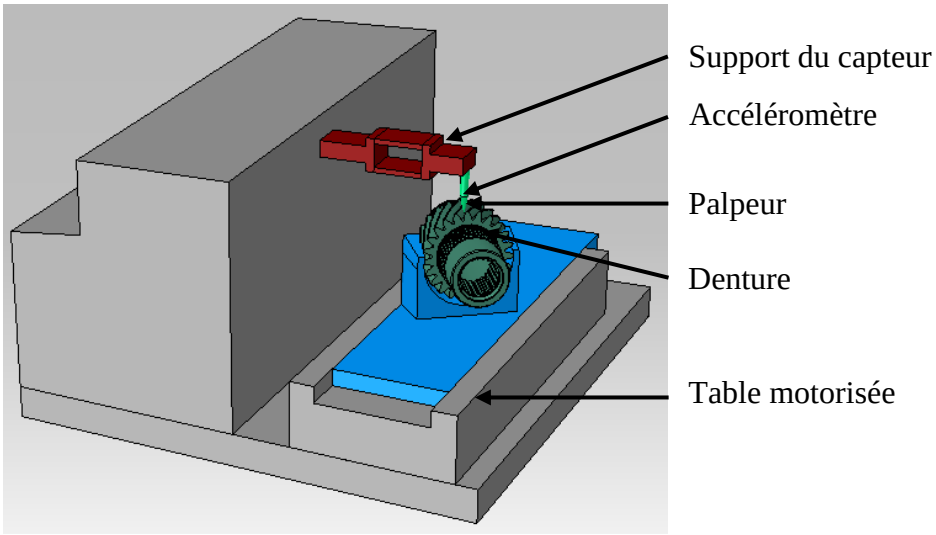


Figure 2.21. Schéma du dispositif de mesure de bruit de frottement pour les flancs de denture. La partie mouvante est en bleu.

4.2.2. Validation de la mesure

La validation des mesures sur le dispositif s'est effectuée dans les conditions indiquées ci-dessous :

- 6 dents par pièce sont mesurées (3 dents successives puis 3 autres dents placées à 180° des premières) ;
- 5 mesures par dent sont réalisées. Le premier aller-retour de la première mesure n'est pas pris en compte car il n'est pas tout à fait identique aux autres. En effet, il y a la mise en place de l'équilibre du chargement mécanique ;
- La course du mouvement horizontal est d'une longueur de 3 mm. La géométrie de la dent et plus particulièrement le bombé ne permettent pas de maintenir un effort normal constant sur une course plus longue ;
- L'effort normal est de 0,23 N ;
- La vitesse horizontale est de 10 $mm.s^{-1}$;
- Une seconde d'attente est appliquée entre chaque déplacement.

Un exemple de signal obtenu est illustré en **Figure 2.22**. On peut noter l'alternance des allers et retours. Pour notre étude, nous n'avons considéré que les allers, qui ont ensuite été mis bout à bout pour être traités (**Figure 2.23**).

Les signaux sont échantillonnés à 20 kHz et sont filtrés ainsi :

- Efforts : filtrage passe-bas avec une fréquence de coupure à 5 Hz ;
- Accélération : filtrage passe-haut avec une fréquence de coupure à 50 Hz.

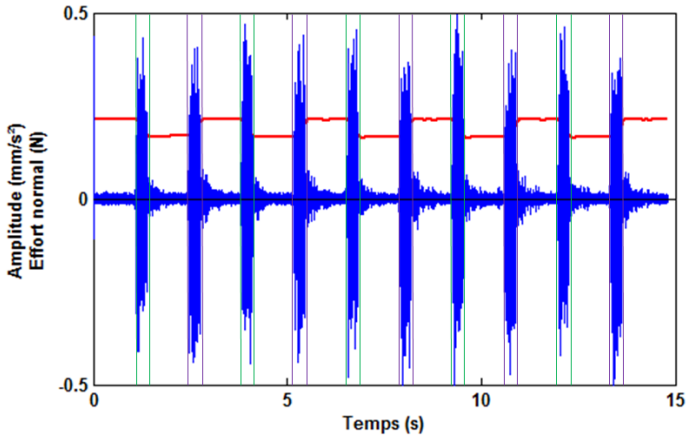


Figure 2.22. Signal brut d'une mesure sur un échantillon rectifié. L'amplitude vibratoire est en bleu et l'effort normal en rouge.

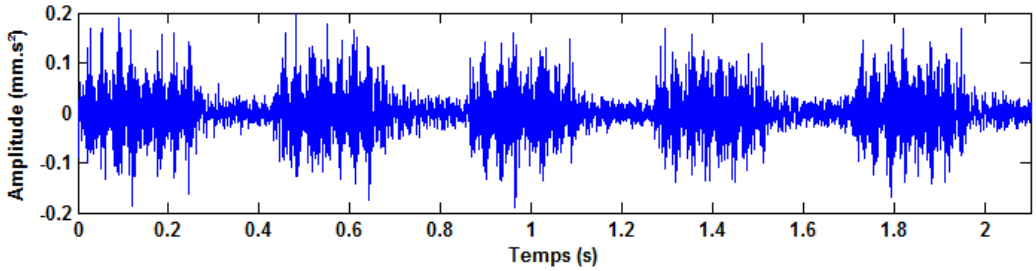


Figure 2.23. Signal regroupant les allers d'une mesure sur une pièce rectifiée.

La répétabilité des mesures par dent et par pièce a été vérifiée par le calcul du niveau vibratoire moyen, L_a, pour chacune des dents d'une pièce. La conversion en décibel s'est faite par rapport à une référence de 10^{-6} $m.s^{-2}$. Les résultats qui ont été obtenus sont en **Figure 2.24**. On peut noter dans ces résultats que les écart-types sont inférieurs à 5 % quel que soit le procédé. Le bruit de frottement permet ainsi de bien discriminer les dentures issues de différents procédés de finition.

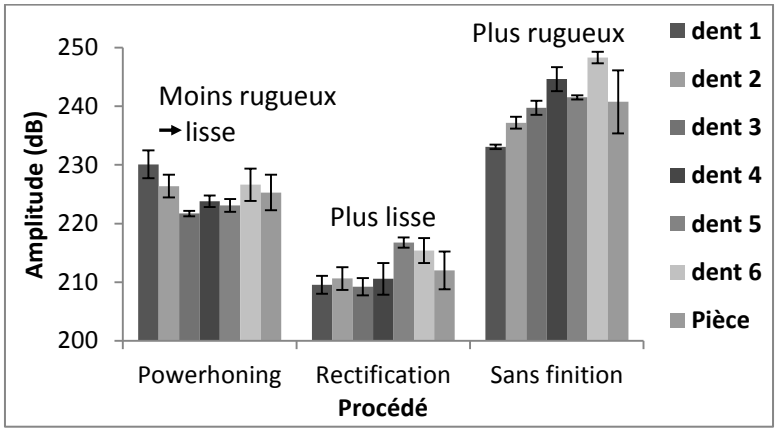


Figure 2.24. Niveaux vibratoires moyens calculés sur chaque dent sur une pièce de chaque lot afin de vérifier la répétabilité de la mesure sur une pièce.

4.3. Banc d'essai vibratoire instrumenté

4.3.1. Caractéristiques du banc

4.3.1.1. Description du banc d'essai instrumenté

Un banc d'essai vibratoire instrumenté a été conçu et réalisé au laboratoire MSMP afin d'étudier les vibrations générées par un engrenage simple étage (**Figure 2.25**). Ce moyen expérimental permet de tester des roues dentées provenant du réducteur électrique Renault RA0, pour lequel l'arbre primaire de 23 dents engrène avec le pignon de descente de 51 dents emmanché sur l'arbre secondaire.

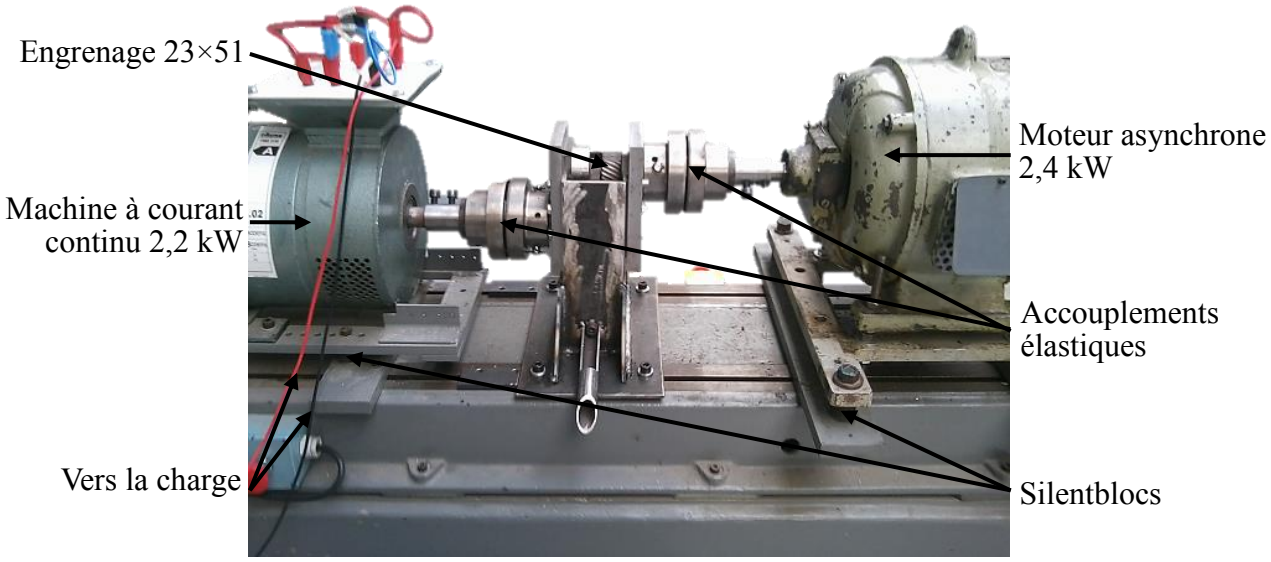


Figure 2.25. Banc d'essai instrumenté de faible puissance pour mesurer les vibrations d'un engrenage simple étage développé au laboratoire MSMP.

L'arbre primaire est entraîné par un moteur électrique asynchrone d'une puissance de 2,4 kW, branché à un variateur de fréquence. En sortie, une machine à courant continue de 2,25 kW liée à un rhéostat de charge de 4 kW permet d'appliquer une charge résistive à l'ensemble, simulant la charge remontant du train avant. Cette machine est aussi alimentée par un courant de 110 V augmentant son énergie et sa capacité à générer un couple. En effet, le rapport de réduction de l'engrenage, d'une valeur d'environ 0,45, ne permet pas à la machine à courant continu de fonctionner à son régime nominal.

Les moteurs d'entrée et de sortie sont montés sur silentblocs afin de diminuer au maximum les vibrations générées et transmises par ceux-ci au reste du montage. La liaison avec l'engrenage s'effectue au moyen de deux accouplements élastiques dont le but est double : dissocier les machines tournantes de l'engrenage et corriger les éventuels désalignements des axes restant malgré les réglages. Le lien entre l'accouplement élastique et les arbres se fait par un raccordement emmanché en force à l'intérieur de l'alésage et repris par tournage pour garantir le centrage.

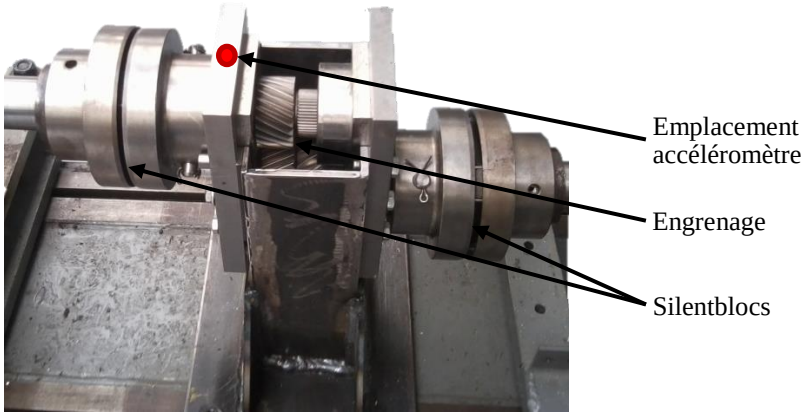


Figure 2.26. Zoom sur le montage contenant l'engrenage étudié.

Le montage en lui-même est réalisé en acier mécano-soudé et est vissé au bâti en fonte par quatre écrous. Deux supports en acier sont vissés latéralement sur le montage et contiennent les vasques des roulements (**Figure 2.26**). L'arbre primaire possède un roulement à bille et un à rouleaux tandis que le secondaire possède deux roulements coniques (**Figure 2.27a**). Ils sont calés par l'effort exercé sur les vasques. Ce calage a été jugé suffisant pour les conditions des essais réalisés, à puissance faible, indiquées dans le paragraphe 5.2. L'arrêt en translation se fait par l'insertion de la bague de roulement à billes dans la vasque. Les forces d'adhésion exercées sont alors suffisantes pour maintenir l'arbre au cours de l'essai. Les échantillons montés sur le banc sont illustrés en **Figure 2.27b**.

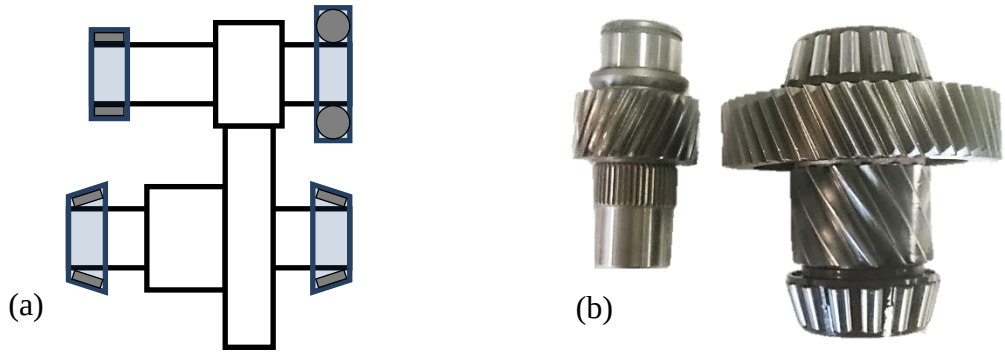


Figure 2.27. (**a**) Schéma des types de roulements utilisés ; (**b**) Photo des échantillons, avec à gauche un arbre primaire et à droite un arbre secondaire.

4.3.1.2. Mesure des vibrations

Les vibrations ont été mesurées grâce à un accéléromètre piézoélectrique CCLD (*Constant Current Line Drive*) (Brüel&Kjaer, 4533-B) placé au sommet du montage, comme illustré sur la **Figure 2.26**, afin de récupérer les excitations radiales de l'engrenage. L'accéléromètre a été vissé sur une embase collée avec de la cyanoacrylate : les conditions de température des essais, abordées dans le paragraphe suivant, conviennent bien à ce type de montage. Le signal a été conditionné avant enregistrement (Brüel&Kjaer, conditionneur de signal 1704-A-002). Les acquisitions ont été moyennées sur 128 signaux et échantillonnées à 5120 Hertz. Leur durée est de 1,6 secondes, ce qui correspond à 40 tours d'arbre primaire à une vitesse de rotation de 1500 $tr.min^{-1}$.

4.3.2. Validation des mesures

4.3.2.1. Conditions du plan d'essai réalisé

Les conditions de test ont été de 1500 tr.min^{-1} en entrée et un chargement en sortie de 8 Nm, limité par la machine à courant continu et le rapport de l'engrenage d'environ 0,45. En effet, la faible vitesse de sortie est la moitié de la vitesse nominale de cette machine.

La lubrification s'effectue par le barbotage du pignon de descente dans le montage. Les essais réalisés sont d'une durée de deux heures, soit 120 minutes. La température de l'huile varie de 20 à 33°C en moyenne au cours des essais. En **Figure 2.28** sont présentées les viscosités dynamiques des deux lubrifiants utilisés en fonction de la température mesurée avec un viscosimètre de Couette. Durant le passage des pignons sur le banc vibratoire, la viscosité dynamique de l'huile 'A' a donc varié de 40 à 70 centiPoises alors que l'huile 'B' a varié de 250 à 500 centiPoises.

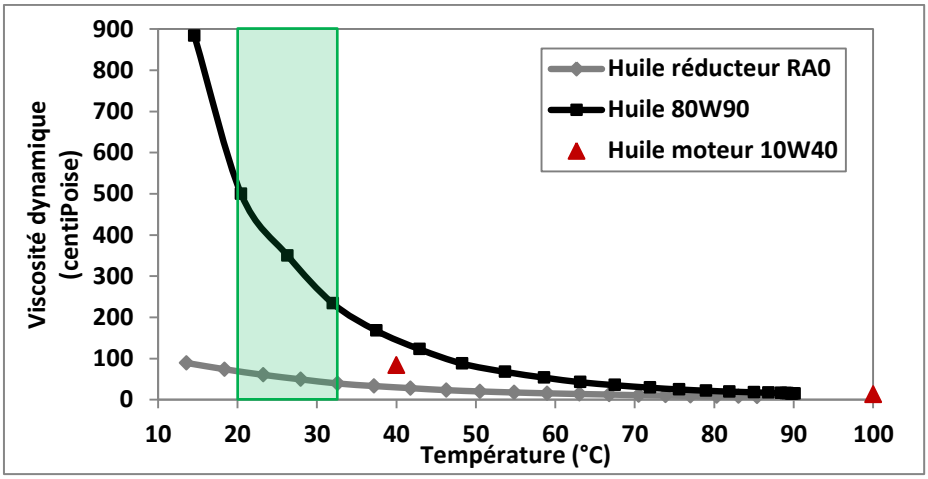


Figure 2.28. Viscosité dynamique des lubrifiants utilisés lors des essais. Le rectangle vert indique la plage de température de l'huile lors des essais.

Les mesures du plan d'essai ont été effectuées comme indiqué sur la **Figure 2.29**. Toutes les 15 minutes, une acquisition vibratoire puis une prise d'empreinte ont été réalisées jusqu'à 60 minutes où nous avons augmenté à 30 minutes la durée entre les mesures.

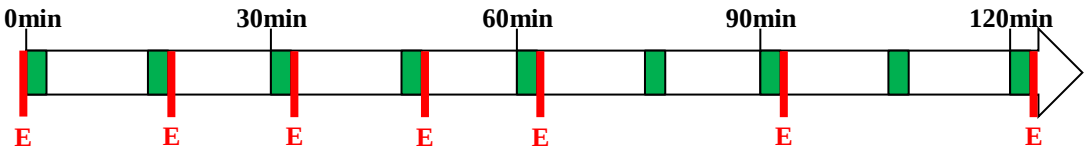


Figure 2.29. Déroulement des essais. **'E'** indique une prise d'empreinte et les zones **vertes** une acquisition vibratoire.

4.3.2.2. Répétabilité

La répétabilité des mesures vis-à-vis du changement des échantillons a été vérifiée par des mesures vibratoires avant démontage et après remontage des échantillons. Plus particulièrement, un échantillon rectifié a été démonté et remonté deux fois et une mesure a été réalisée avant et après chaque remontage (**Figure 2.30**).



Figure 2.30. Procédure d'essais pour vérifier la répétabilité des mesures vibratoires.

On peut voir sur la **Figure 2.31** que les trois spectres vibratoires sont très proches l'un de l'autre. Pour mieux les comparer, les différences relatives entre les spectres, c'est-à-dire au niveau des amplitudes à chaque fréquence, ont été calculées, la mesure du premier spectre servant de référence. Ces différences ont un maximum de 16,9 et 9,3 % pour les deux mesures suivantes, avec des moyennes de 10,1 et 7,4 %. Cependant, pour notre étude, nous nous sommes plus particulièrement intéressés aux harmoniques d'engrènement, dont les différences relatives sont données dans le **Tableau 2.2**.

On peut noter que les différences sont relativement faibles. En effet, pour la première harmonique, elles s'étendent entre 2 et 9 % environ tandis que pour la seconde elles tournent autour de 7 %. Pour la troisième harmonique, elle est légèrement plus importante, avec des résultats à un peu plus de 10 %. Cependant, cette dernière harmonique possède une amplitude bien plus faible que les deux autres (**Figure 2.31**) : cela ne devrait donc pas marquer nos mesures lors de notre campagne d'essai. Au final, nous avons pu conclure que nos mesures étaient répétables vis-à-vis de la procédure de montage et de démontage de notre support d'essai.

Tableau 2.2. Différences relatives de l'amplitude des trois premières harmoniques d'engrènement des mesures 2 et 3 par rapport à la première servant de référence.

	Mesure 2	**Mesure 3**
H1	8,8 %	2,2 %
H2	7,1 %	7,1 %
H3	11,1 %	11,2 %

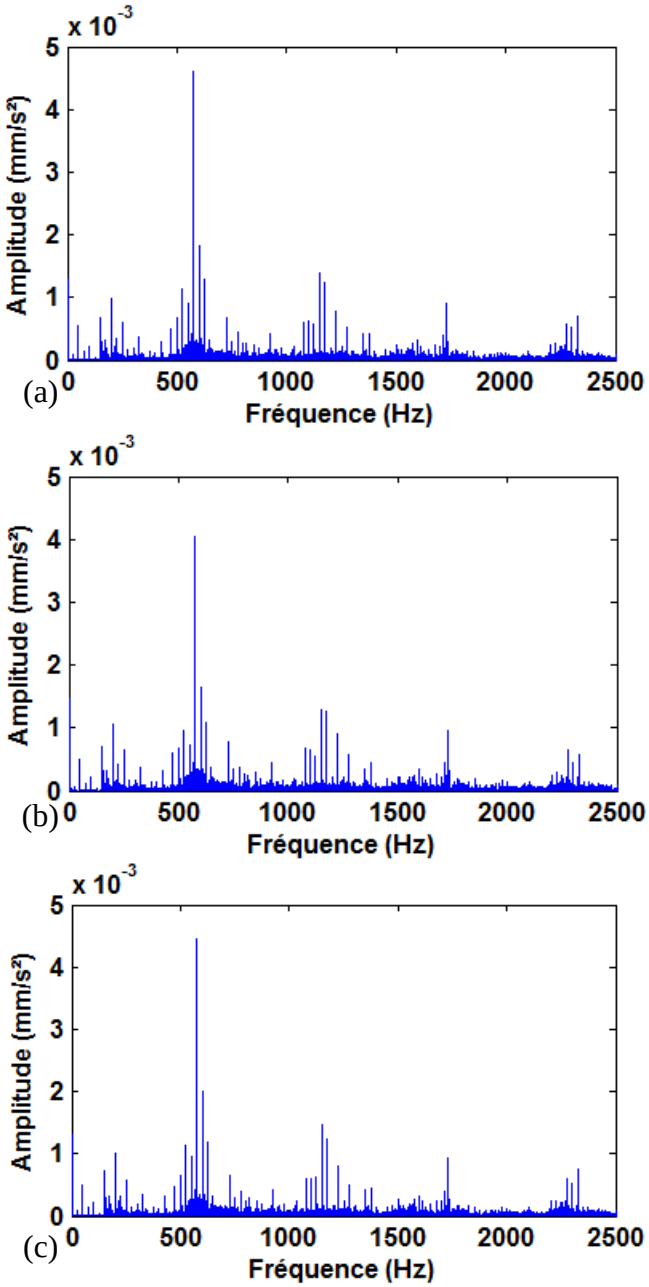


Figure 2.31. Les trois spectres vibratoires d'une pièce rectifiée pour la vérification de la répétabilité : (a) premier essai ; (b) après un premier démontage/remontage ; (c) après un second démontage/remontage.

4.3.2.3. Modes vibratoires du banc d'essai

Nous avons aussi déterminé les modes liés au montage pour ainsi les différencier de ceux liés à l'engrènement par des mesures réalisées à des vitesses de rotation différentes. En effet, les modes dont les amplitudes ne sont pas modifiées par la modification de vitesse correspondent aux fréquences liées montage. Pour ce faire, des mesures ont été effectuées à deux vitesses, 1260 et 1500 tours par minute, sur une pièce rectifiée. Les mesures ont été effectuées à vide, c'est-à-dire sans chargement.

La **Figure 2.32** donne les spectres de Fourier calculés à partir des mesures à chaque vitesse. On peut noter que la fréquence 225 Hz est indépendante de la vitesse. Les fréquences d'engrènement se situant respectivement à 483,7 et 575 Hz, et leurs

harmoniques étant des multiples de ces fréquences, nous pouvons en déduire que le montage ne modifiera pas les mesures du comportement de l'engrenage que nous étudierons.

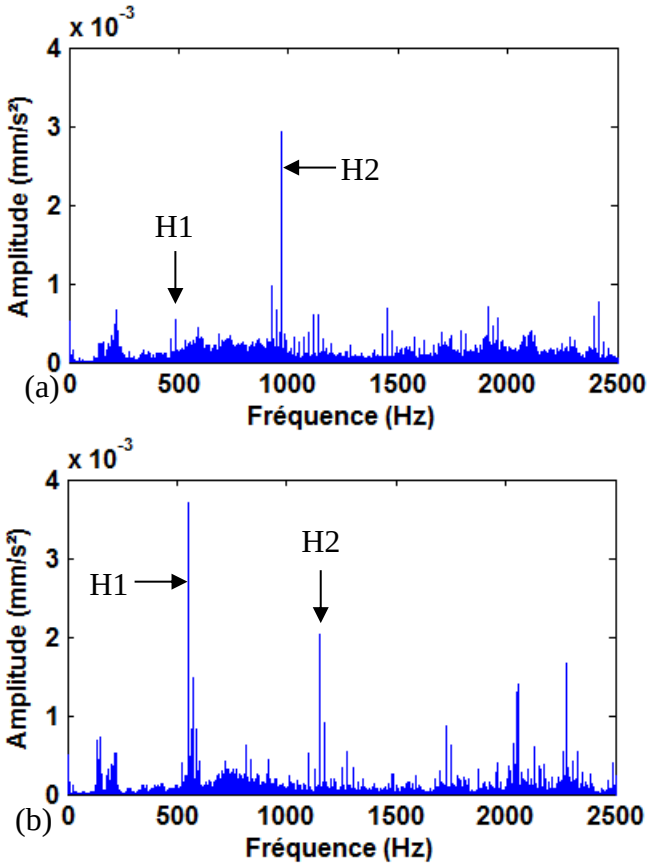


Figure 2.32. Spectres vibratoires des mesures sur une pièce rectifiée sans chargement effectuées à (a) 1260 et (b) 1500 tours par minute. H1 et H2 sont les deux premières harmoniques d'engrènement respectivement à 483,7 et 575 Hz.

4.3.2.4. Effet de l'environnement : comparaison avec un banc d'essai industriel

L'effet de l'environnement du banc d'essai a été déterminé par comparaison d'un essai sur le dispositif à faible puissance développé au laboratoire MSMP et un sur le banc de mesures vibratoires (BMV) de l'usine Renault de Cléon. Ce dernier s'effectue avec le réducteur complet assemblé. Pour ce faire, nous avons procédé à un essai croisé, c'est-à-dire que deux pièces sont passées chacune sur les deux moyens avec pour différence l'ordre dans lequel ces deux pièces passent sur un moyen. Cet essai servira de début de boucle de validation industrielle.

La **Figure 2.33** donne les spectres vibratoires pour les deux essais effectués. Qualitativement, on peut noter que les deux premières harmoniques d'engrènement mesurées sur le banc d'essai de faible puissance semblent bien être en accord avec celles mesurées sur un dispositif industriel. En effet, on retrouve une seconde harmonique très énergétique tandis que la première l'est moitié moins. On remarque cependant que l'harmonique trois possède une amplitude beaucoup plus faible sur la mesure industrielle. Ceci est négligeable devant l'amplitude des deux premières qui sont les plus énergétiques. Enfin, la différence d'ordre de grandeur d'amplitude, d'un facteur 100, est vraisemblablement due à l'environnement très différent des deux dispositifs.

Au final, notre moyen d'essai semble donner une bonne idée du comportement vibratoire de l'engrenage étudié, au moins qualitativement, par rapport à un moyen industriel beaucoup plus imposant.

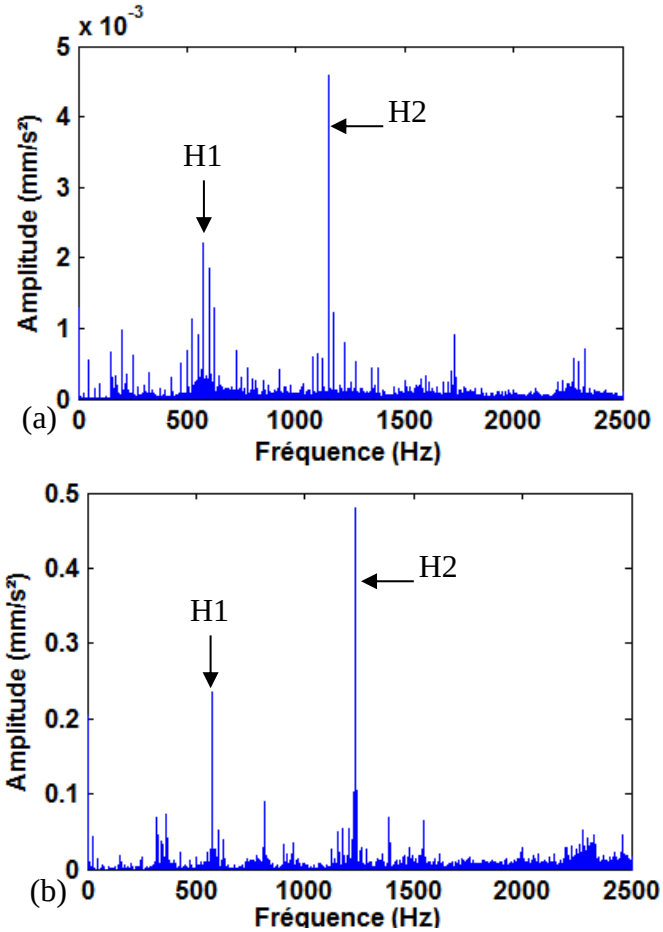


Figure 2.33. Spectres vibratoire obtenus (a) sur le banc d'essai du laboratoire MSMP et (b) sur le banc industriel Renault. H1 et H2 sont les deux premières harmoniques d'engrènement respectivement à 483,7 et 575 Hz.

4.4. Conclusions

Nous avons décrit dans cette partie deux moyens expérimentaux pour effectuer nos mesures de signatures vibratoires de finition denture, et ce, à deux échelles différentes : à l'échelle du contact et à l'échelle de l'engrenage. Ces deux moyens ont été validés et possèdent une répétabilité robuste avec une faible variabilité ainsi qu'une représentabilité significative avec le support de validation physique sur boîte de vitesse.

5. Conclusion

L'étude des procédés de finition denture et leurs influences sur le fonctionnel bruyance denture de l'engrenage a été réalisée expérimentalement à plusieurs échelles par l'utilisation de deux moyens :

- Un dispositif de mesure du bruit de frottement ;

- Un banc d’essai vibratoire de faible puissance pour l’étude d’un engrenage simple étage.

Au travers de cela, une méthodologie expérimentale rigoureuse a été mise en place pour établir le lien de la signature process de la finition denture avec les variables process et la bruyance denture.

Chapitre 3

Etude expérimentale et multiéchelle de la relation Procédé – Surface – Fonction (bruyance denture)

1. Introduction

Dans ce chapitre, nous proposons de mettre en évidence expérimentalement l'influence de la surface des dentures d'engrenage aux échelles micro-géométriques. Pour cela, des dentures issues de deux procédés de finition denture différents (rectification et powerhoning) ainsi que des dentures non finies seront considérées. Une caractérisation micro- et macro- géométrique complète et rigoureuse de ces dentures est préalablement réalisée. Ensuite, la bruyance de dentures issues de ces différents procédés sera analysée et comparée par des essais à différentes échelles :

- en premier lieu, à l'échelle de l'engrenage en étudiant la réponse vibratoire de la finition denture obtenue par différents procédés d'usinage à l'abrasif sur un banc vibratoire de faible puissance ;
- en second lieu, à l'échelle de la surface de contact, grâce à un moyen de mesure de bruit de frottement, pour comprendre les sources surfaciques inhérentes à la génération de ces vibrations.

Enfin, la corrélation entre l'entrée du système de transmission étudié i.e. l'état de surface de denture et la réponse vibratoire à différentes échelles permettra d'identifier les échelles déterminantes à l'optimisation de cette réponse vibratoire.

2. Caractérisation géométrique multiéchelle de dentures générées par différents procédés

Pour rappel, dans cette étude l'engrenage étudié est celui du réducteur électrique développé pour le groupe motopropulseur électrique (GMPé) RA0 développé par Renault, illustré en **Figure 3.1**. Il est constitué d'une roue de 23 dents, l'arbre primaire, engrenant avec une roue de 51 dents, le pignon de descente emmanché sur l'arbre secondaire.

Trois configurations dentures issues de trois procédés différents sont considérées à savoir : rectification, powerhoning et sans finition. Les flancs des pièces de la dernière configuration n'ont pas été finis après le grenaillage et post-traitement thermochimique, alors que les deux autres ont subis soit une opération de rectification soit une opération de powerhoning. Les détails de l'enchaînement process de la production de denture ont été rappelés dans le chapitre précédent.

Ces dentures ont été produites de façon à ce qu'elles aient des caractéristiques géométriques les plus proches possibles entre elles afin de cerner leurs différences sur les échelles micro-géométriques de l'état de surface. Ceci a permis d'étudier l'impact exclusif des conditions d'engrènement et des surfaces de flanc sur les vibrations générées par l'engrenage.



Figure 3.1. Groupe motopropulseur électrique (GMPé) développé par Renault. La partie étudiée est la partie gauche de l'encadré rouge.

2.1. Caractérisation dimensionnelle des échantillons étudiés

Tous les échantillons étudiés ont été mesurés sur une machine de métrologie dimensionnelle de forme spécialisée pour les engrenages (Cf. Chapitre 2, paragraphe 3.1). Les pièces réalisées pour ces travaux respectent les tolérances dimensionnelles imposées par Renault sur ce produit.

2.2. Caractérisation topographique multiéchelle des échantillons étudiés

2.2.1. Evolution des écarts géométriques de la surface des dentures tout au long de la gamme de production

La génération de la surface des flancs de denture présente différentes étapes, chacun des procédés venant ajouter sa propre signature. Ainsi, afin de comprendre l'influence de chaque étape de la gamme sur la morphologie des surfaces étudiées, des empreintes et des mesures interférométriques ont été effectuées sur des échantillons prélevés après chaque procédé ; elles sont données en **Figure 3.2**. La **Figure 3.3** regroupe les paramètres de rugosité arithmétique S_a et fonctionnels S_k, S_{pk} et S_{vk} de la norme ISO 25178.

Sur les pièces taillées (**Figure 3.2a**), on peut clairement observer les traces laissées par la fraise-mère. Elles sont d'ailleurs très visibles à l'œil nu. Cela donne une morphologie possédant des stries quelque peu quadrillées qui ressortent fortement, donnant un aspect facetté au flanc ; leur rugosité moyenne est d'environ 1,1 µm (**Figure 3.3**). Les stries forment entre elles des espaces de faible rugosité, avec un S_a d'environ 0,5 µm.

Ces traces sont cependant complètement effacées par l'opération de rasage. La **Figure 3.2b** montre une topographie typique d'une surface denture après l'opération de rasage. Ceci n'est pas surprenant dans la mesure où la surépaisseur enlevée par ce procédé est comprise entre 30 à 50 µm, comme rappelé dans le premier chapitre de ce mémoire. La morphologie de cette nouvelle surface est striée. On peut noter deux types de stries : certaines très marquées et droites à 45° par rapport à la direction de profil et certaines plus fines et plus courbées avec un angle plus incliné.

L'opération de traitement thermochimique quant à elle, en **Figure 3.2c**, atténue quelque peu la striation de la surface. La morphologie du flanc n'est pas modifiée de manière importante mais on note toutefois que les stries plus fines tendent à disparaitre. Le graphique en **Figure 3.3** indique que le paramètre S_{vk} est le seul à être modifié, avec une diminution non négligeable, venant supporter cette disparition.

Les topographies associées aux trois configurations étudiées sont aussi sur la **Figure 3.2**, où l'on peut distinguer des morphologies et des rugosités différentes. Dans le cas où les flancs ne sont pas finis (**Figure 3.2d**), la surface générée est légèrement striée dans une direction à 45° par rapport au profil. Comme on a pu le voir précédemment, il s'agit des traces laissées par l'opération de rasage dont le but est de s'approcher de la forme finale des dents en anticipant les déformations liées au traitement thermochimique. Ces traces sont masquées par le grenaillage effectué par la suite. Les paramètres de rugosité et fonctionnels de la norme ISO 25178 ne sont pas modifiés par cette opération. Cependant, la rugosité est nettement plus élevée que sur une pièce finie (**Figure 3.3**).

Les morphologies de surface issues des étapes de finition sont différentes et propres à chaque procédé. En effet, les surépaisseurs enlevées sont comprises entre 2 et 10 µm supprimant ainsi toute trace des opérations antérieures en termes de morphologies. La rectification, en **Figure 3.2e**, vient générer des stries régulières dans le sens de l'hélice, sur toute la hauteur de dent, tandis que le powerhoning, en **Figure 3.2f**, induit des stries de plus en plus courbées en descendant sur le flanc. Ceci n'est pas sans rappeler les stries fines associées à l'opération de rasage (**Figure 3.2b**). La différence de striation est liée aux cinématiques spécifiques à chaque procédé (Cf. Chapitre 1, paragraphe 4.2).

On remarque sur la **Figure 3.3** que la surface sans finition est, logiquement, plus rugueuse que les surfaces finies. La rugosité arithmétique est en effet deux fois plus importante, de même que la rugosité de la zone fonctionnelle S_k. Les deux autres paramètres S_{pk} et S_{vk} sont aussi plus élevés, avec une tendance à avoir des pics plus hauts. Ceci est dû au grenaillage, dont les traces ne sont alors pas gommées par l'application d'une opération de finition, qui vient former de nombreuses aspérités. La rugosité arithmétique surfacique (S_a) obtenue après finition est très proche quel que soit le procédé utilisé, aux alentours de 0,4 µm.

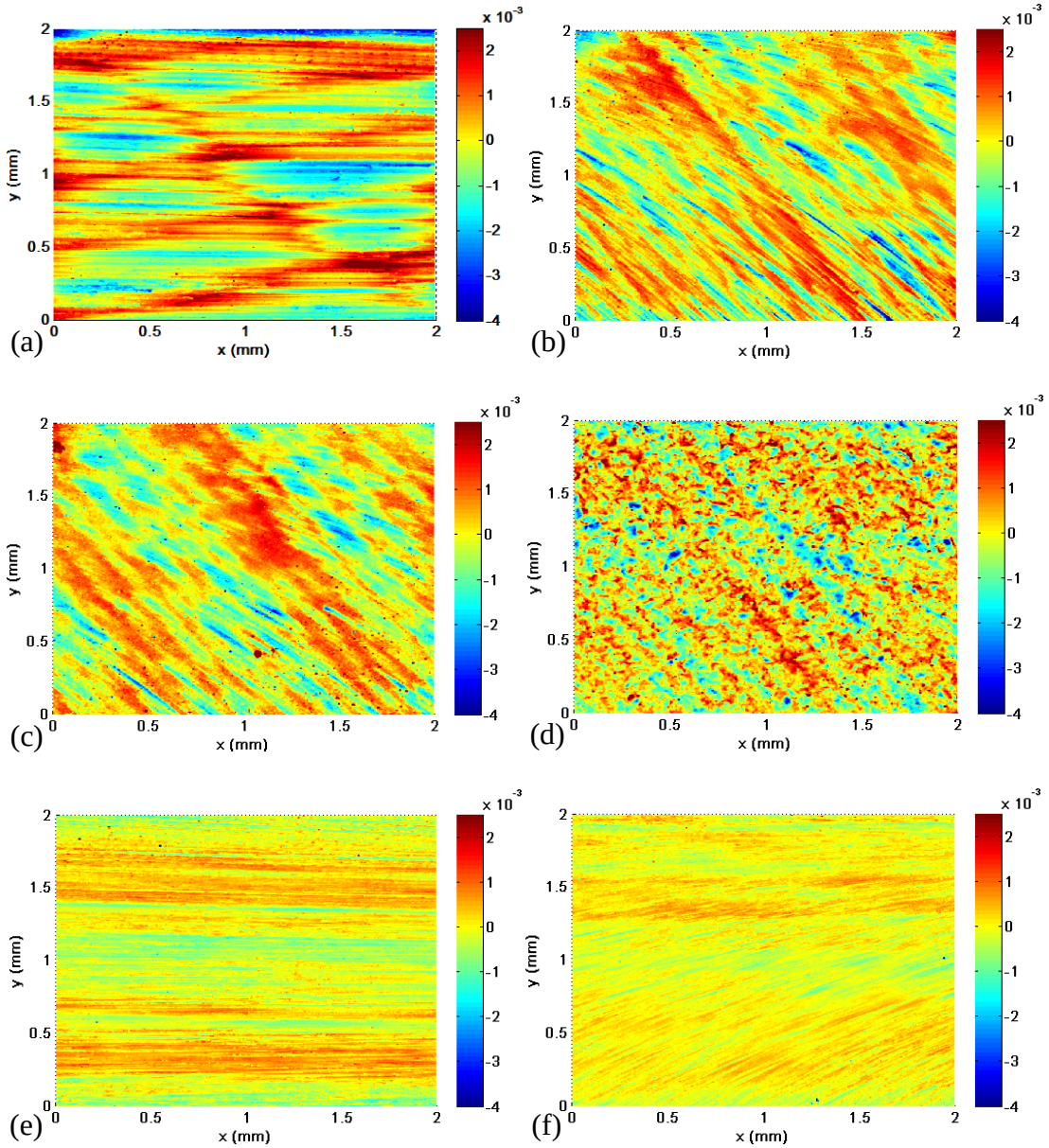


Figure 3.2. Micro-topographies 3D (2 mm x 2 mm) de flancs de denture générées respectivement (a) après taillage fraise-mère ; (b) après rasage ; (c) après traitement thermochimique; (d) après grenaillage (sans finition) ; (e) par rectification avec une meule mère ; (f) par powerhoning avec un engrenage interne. L'échelle des couleurs est en millimètres et le sommet de la dent est vers le haut des topographies.

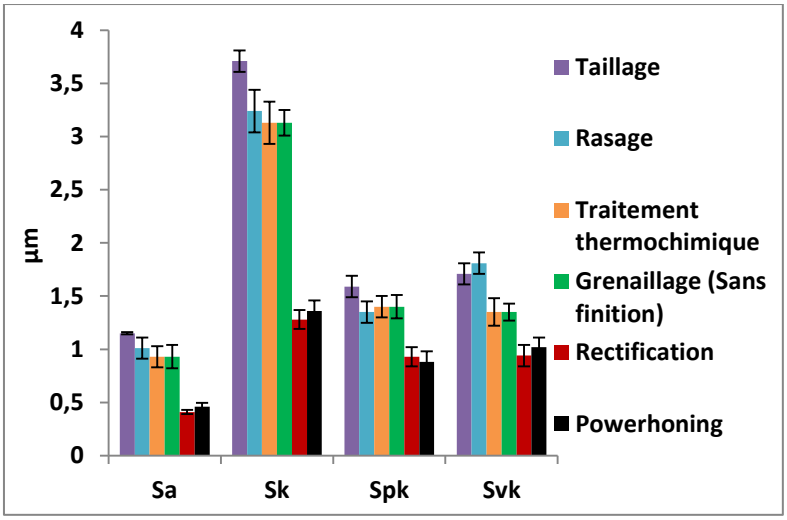


Figure 3.3. Paramètres ISO 25178 calculés après chaque étape de la gamme de fabrication.

Au final, nous avons pu noter que le taillage n'a que peu d'influence sur la topographie de surface obtenue si une opération de rasage ou de finition est appliquée. De même, les traces laissées par les procédés de rasage ainsi que de grenaillage sont effacées par la finition denture. Enfin, les paramètres d'état de surface 3D (ISO25178) ne sont pas suffisants pour discriminer les flancs finis d'un procédé à l'autre. Pour cette raison, une analyse plus fine basée sur une décomposition multiéchelle a été appliquée.

2.2.2. Caractérisation multiéchelle de la finition denture

Suivant les paramètres standards d'état de surface décrits précédemment, les différences entre les surfaces dentures générées par le procédé de rectification et celui de powerhoning sont négligeables voire inexistantes en tenant compte des dispersions. Pour cette raison, une approche plus fine, utilisant une décomposition multiéchelle basée sur la transformée par ondelettes continues a été utilisée [86,87]. Son principe a été détaillé dans le chapitre 1. Le spectre multiéchelle SMa de rugosité arithmétique calculé à chaque échelle de la surface est donné pour chaque configuration en **Figure 3.4**.

On remarque que la surface denture après taillage présente des ondulations de fortes amplitudes à des longueurs d'ondes ~1 mm qui correspondent aux facettes observées. L'opération de rasage permet de réduire à la fois l'amplitude et la longueur d'onde de ces ondulations. On remarque en particulier deux échelles caractéristiques à ~0,14 et 1 mm, qui correspondent aux deux types de stries observés sur les topographies (**Figure 3.2b**). L'opération de traitement thermochimique entraîne une « dilatation de la surface, » au sens où elle augmente l'amplitude des irrégularités de surface sur toutes les échelles au-dessus de 0,14 mm. On observe aussi plus de dérives, se traduisant par des écart-types plus importants. On retrouve ici la signature peu prédictive de ce procédé de traitement de surface.

Le grenaillage vient effacer toutes les traces du rasage en dessous de 1 mm d'échelle. Cette dernière échelle revient à un niveau inférieur à celui avant le traitement thermochimique (**Figure 3.2d**). Par ailleurs, on peut noter aussi une forte augmentation des échelles de microrugosité, due aux impacts des billes, tout comme

les paramètres de la norme ISO 25178 l'indiquait. De plus, il est nettement visible que la surface non finie est plus rugueuse que les surfaces finies, et ce, sur toutes les échelles. En effet, on peut prendre en exemple l'échelle caractéristique des surfaces non finies, 0,12 mm, qui possède une amplitude quatre à cinq fois supérieure à celles des surfaces finies. C'est un phénomène que l'on retrouve sur toute la bande d'échelles étudiée.

Enfin, les spectres multiéchelles de rugosité des surfaces dentures font apparaître des différences nettes entre les deux surfaces finies. Les deux opérations de finition effacent toute signature des opérations précédentes et lissent toutes les échelles de deux manières différentes (**Figure 3.2e** et **f**). Le powerhoning génère plus de microrugosité, en dessous de 0,3 mm, tandis que la rectification génère des ondulations plus importantes autour de 1mm.

Pour aller plus loin, les Signatures Process Multiéchelles (MPS) ont aussi été calculées pour chaque procédé (**Figure 3.5**) [80,83]. Ces dernières permettent de voir plus finement quelles échelles ont été impactées par le procédé. On peut noter une modification très importante effectuée par le rasage aux alentours de l'échelle 0,1 mm. Le traitement thermochimique quant à lui, et comme nous avons pu le voir précédemment, est relativement stable sur toutes les échelles et provoque bien un phénomène de « dilatation » de la surface. Le grenaillage vient augmenter fortement la microrugosité, plus particulièrement autours de l'échelle située à 0,05 mm. Enfin, les deux procédés de finition possèdent des comportements très proches, la principale différence se situant au-dessus de l'échelle 0,5 mm, expliquant ainsi les différences d'ondulation de surface entre les deux.

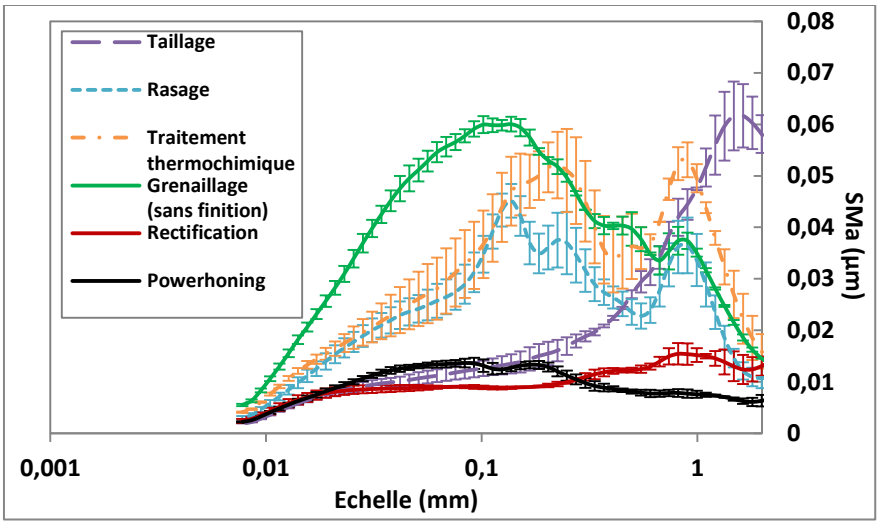


Figure 3.4. Signature multiéchelle, SMa, des surfaces de flancs après chaque opération de la gamme.

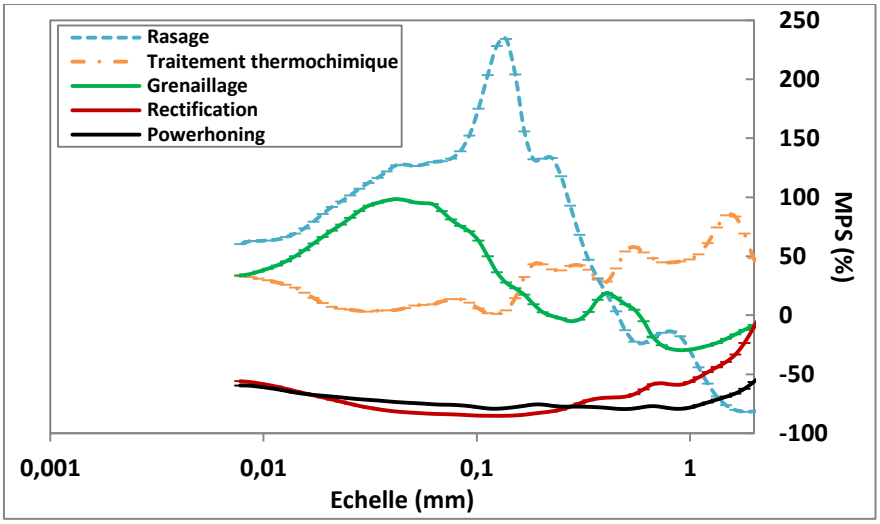


Figure 3.5. Signature Process Multiéchelle (MPS) de chaque opération de la gamme de fabrication des dentures.

2.3. Conclusions

Les flancs ont donc été caractérisés topographiquement et ont pu être discriminés entre eux. Il est intéressant de voir que les pièces sans finition sont un produit des opérations de rasage et de grenaillage tandis que les pièces finies sont caractérisées par le procédé de finition utilisé. A partir de ces informations, des essais vibratoires comprenant des pièces de chaque configuration ont été mis en place.

3. *Influence de la finition denture sur les vibrations à l'échelle de l'engrenage*

Nous nous intéressons ici à déterminer l'influence du procédé de finition denture, et donc de la morphologie de surface des flancs, sur la génération de vibrations lors de l'engrènement. Le lubrifiant étant une partie intégrale du contact entre les dentures, trois conditions de lubrification ont été étudiées pour quantifier l'effet de la viscosité de l'huile dans la génération de vibrations :

- **Régime sec :** c'est-à-dire avec un contact sec afin de voir plus précisément le bruit généré par le contact ;
- **Régime lubrifié utilisant deux lubrifiants différents :**
  - **Huile 'A'** très fluide et utilisée dans le produit fini réducteur Renault ;
  - **Huile 'B'** beaucoup plus visqueuse, utilisée plutôt pour les boîtes de vitesses de 4×4.

Les viscosités dynamiques des deux huiles en fonction de la température ont été données dans le chapitre 2. Nous rappelons aussi les conditions d'essai qui sont d'une vitesse de rotation d'entrée de 1500 $tr.min^{-1}$ et d'un couple de charge de 8 Nm en sortie.

A partir des mesures vibratoires, les spectres de Fourier ont été calculés. Ensuite, la moyenne des trois premières harmoniques d'engrènement, $\mathbf{L_e}$, a été calculée pour pouvoir déterminer l'influence globale des conditions d'engrènement et de finition denture sur les vibrations. Nous avons aussi étudié séparément l'amplitude de chaque harmonique pour permettre une comparaison plus fine des comportements observés.

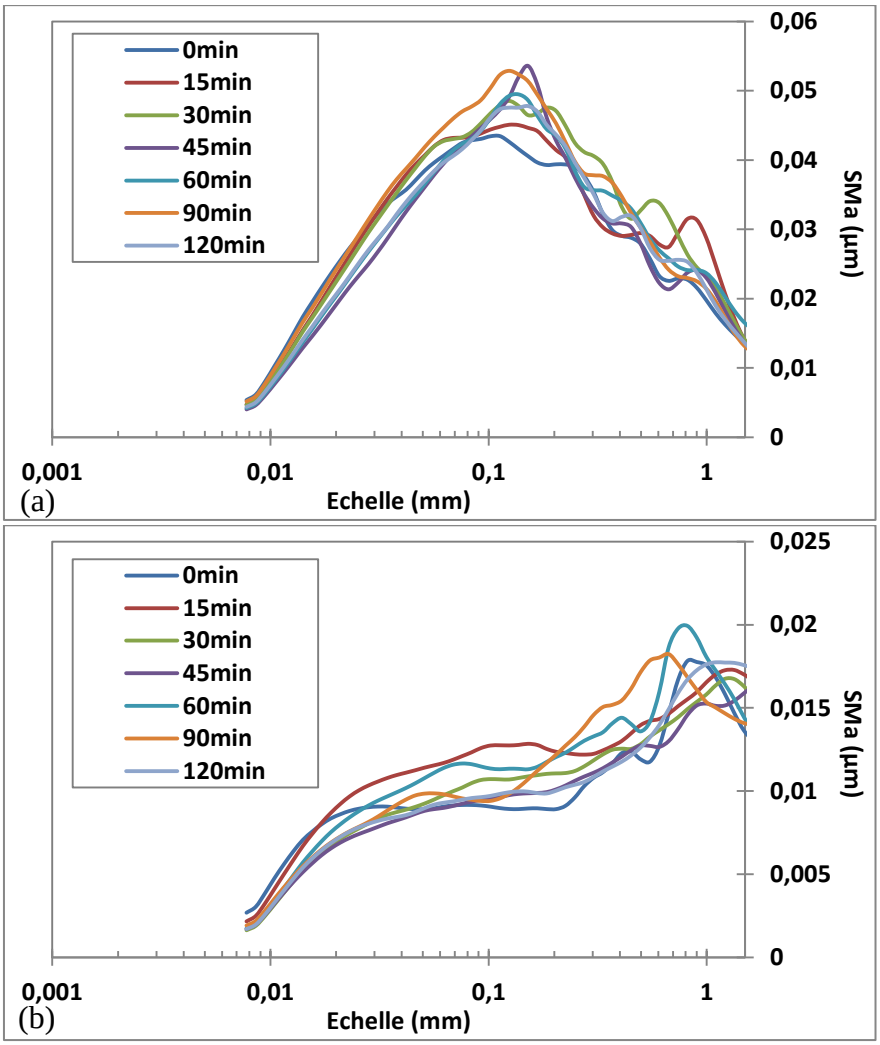
3.1. Régime sec

Tout d'abord, afin d'obtenir des informations pertinentes sur le contact entre les dentures, nous avons effectué des mesures lors d'un engrènement à sec.

3.1.1. Evolution de la surface des flancs au cours de l'engrènement

Des prises d'empreintes toutes les quinze minutes ont permis d'étudier l'évolution de la surface des flancs de l'arbre primaire pendant les deux heures qu'ont duré les essais. Après décomposition multiéchelle, les spectres SMa ont été calculés. Ceux-ci sont donnés en **Figure 3.6**. Pour les trois procédés, les modifications sont assez faibles.

Toutefois, on peut remarquer sur la **Figure 3.6a** deux zones de modifications de la surface pour les pièces sans finition. La première, autour de 0,1 mm, indique une augmentation du SMa sur tous les pas de temps. La seconde est autour de 1 mm et met en relief une augmentation à 15 et 30 minutes. Cette tendance se retrouve aussi dans le cas des pièces finies par powerhoning (**Figure 3.6c)**. Toutefois, la rugosité de celles-ci n'est pas modifiée. Enfin, pour les pièces rectifiées, **Figure 3.6b**, on remarque quelques modifications dans les échelles inférieures à 0,1 mm ainsi que dans l'ondulation, mais il n'existe pas de tendance claire.



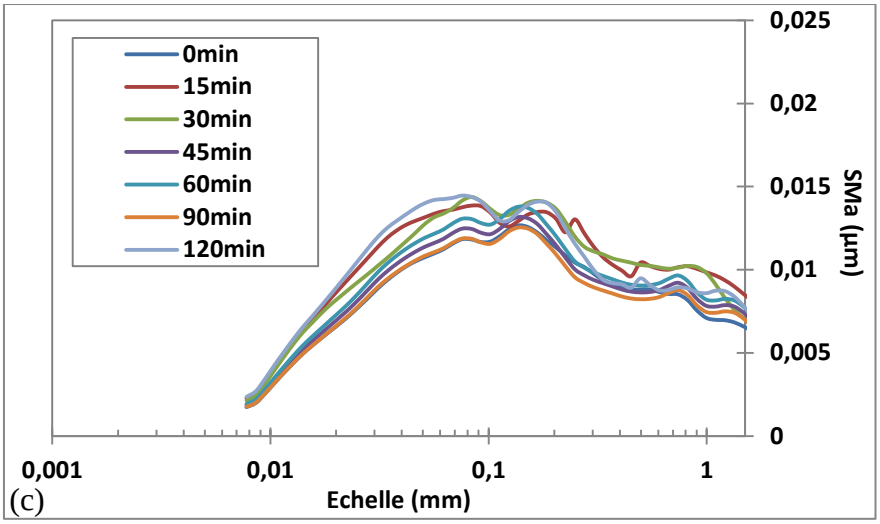


Figure 3.6. Evolution des SMa pendant les tests vibratoires à sec pour les pièces générées (a) sans finition ; (b) par rectification ; (c) par powerhoning.

3.1.2. Evolution de la réponse vibratoire au cours de l'engrènement

Il est intéressant de voir en régime sec et dès le premier abord que les différentes configurations de finition denture ont pu faire apparaître un comportement transitoire concernant l'amplitude moyenne des trois premières harmoniques d'engrènement. On pourra se référer à la **Figure 3.7**, où sont représentées les évolutions du paramètre L_e au cours du temps pour chaque type de finition étudiée. Il s'agit d'une augmentation temporaire du niveau vibratoire avant une stabilisation en régime permanent.

L'augmentation se situe entre les points de mesure à 0 et 45 minutes. Pour la rectification, il est intéressant de remarquer que l'augmentation se situe plus tôt, entre 0 et 15 minutes, et de manière plus rapide. Le comportement pour les pièces powerhonées se rapproche plus des pièces sans finition. La valeur maximale de l'accélération est plus élevée pour les pièces non finies tandis les valeurs pour les pièces finies sont assez proches. Celles des pièces powerhonées sont légèrement plus importantes. Il est intéressant de voir que cela corrèle bien avec le niveau de microrugosité mis en avant précédemment. En effet, bien que proche pour les pièces finies, celui des pièces powerhonées est plus élevé. En régime stabilisé, les pièces finies offrent un niveau très semblable.

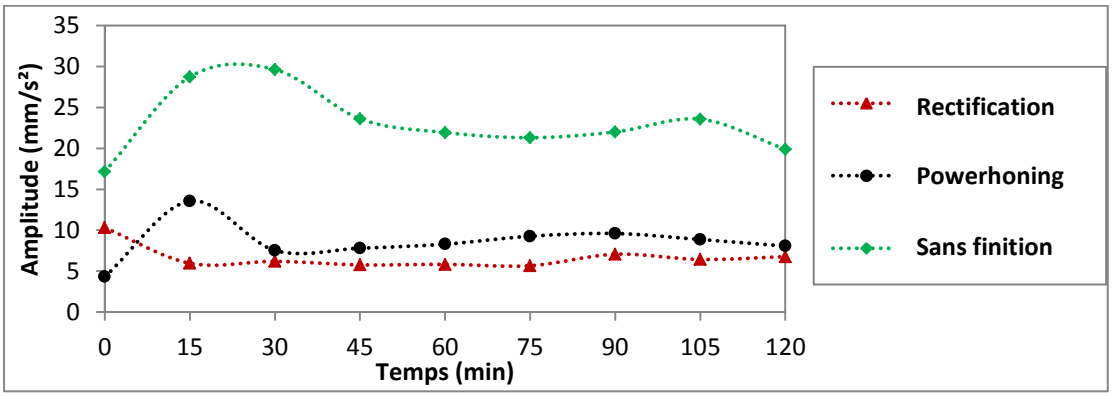


Figure 3.7. Paramètre L_e au cours du temps pour chaque type de pièces et pour les essais réalisés à sec.

3.1.3. Relation entre l'évolution des surfaces des flancs et la réponse vibratoire

En régime sec, **Figure 3.7**, les pièces sans finition ont des harmoniques d'engrènement qui ont un niveau beaucoup plus élevé que pour les pièces finies. Cela s'explique assez logiquement par le fait que les flancs sont beaucoup plus rugueux et l'absence d'un film d'huile permet une mise en contact directe des aspérités de surface, qui génèrent alors des excitations supplémentaires. On peut noter que les deux autres procédés ne montrent pas de différences et possèdent un niveau vibratoire très proche en régime permanent. On note que leur rugosité moyenne est deux fois plus faible que celle des pièces sans finition, comme l'indiquait la **Figure 3.3**, et que leur niveau vibratoire en régime stabilisé, L_e, est lui aussi deux fois plus faible que celui des pièces sans finition. Ainsi, nous avons pu en déduire que les défauts de rugosité et d'ondulation impactent la bruyance denture à sec.

3.2. Régime lubrifié

3.2.1. Evolution de la surface des flancs au cours de l'engrènement

Tout comme pour les essais effectués à sec, les topographies des flancs ont aussi été mesurées pour les essais en conditions lubrifiées. Pour ce faire, les pièces ont été nettoyées à l'acétone avant chaque prise d'empreinte. Les spectres SMa obtenus sont donnés en **Figure 3.8** pour les essais sous huile 'A' et **Figure 3.9** pour l'huile 'B'.

Pendant les essais avec l'huile 'A', nous avons pu noter peu de modifications dans les échelles de rugosité des pièces sans finition, **Figure 3.8a**. En revanche, dans les échelles plus élevées d'ondulation, on retrouve trois courbes qui se détachent du reste par une augmentation significative de l'amplitude. A 30 et 45 minutes notamment, deux pics apparaissent aux échelles 0,5 et 0,9 mm. A 60 minutes, ceux-ci commencent à disparaître.

En ce qui concerne les pièces finies, la tendance est très semblable. En effet, seules les échelles plus élevées, supérieures à 0,2 mm, sont affectées par l'engrènement. Les pièces rectifiées, **Figure 3.8b**, présentent deux pics très semblables à ceux des pièces non finies à 15 et 30 minutes. Les pièces powerhonées, sur la **Figure 3.8c**, quant à elles présentent des tendances moins nettes. On peut toutefois noter qu'une certaine augmentation du SMa dans les échelles citées précédemment est présente entre 15 et 60 minutes.

Ainsi, on peut en déduire que moins l'huile est visqueuse et plus les défauts de rugosité et d'ondulation évoluent dans le temps lors de l'engrènement. Les procédés de finition suppriment l'effet de rugosité et substituent un effet des échelles d'ondulation (> 0,2 mm).

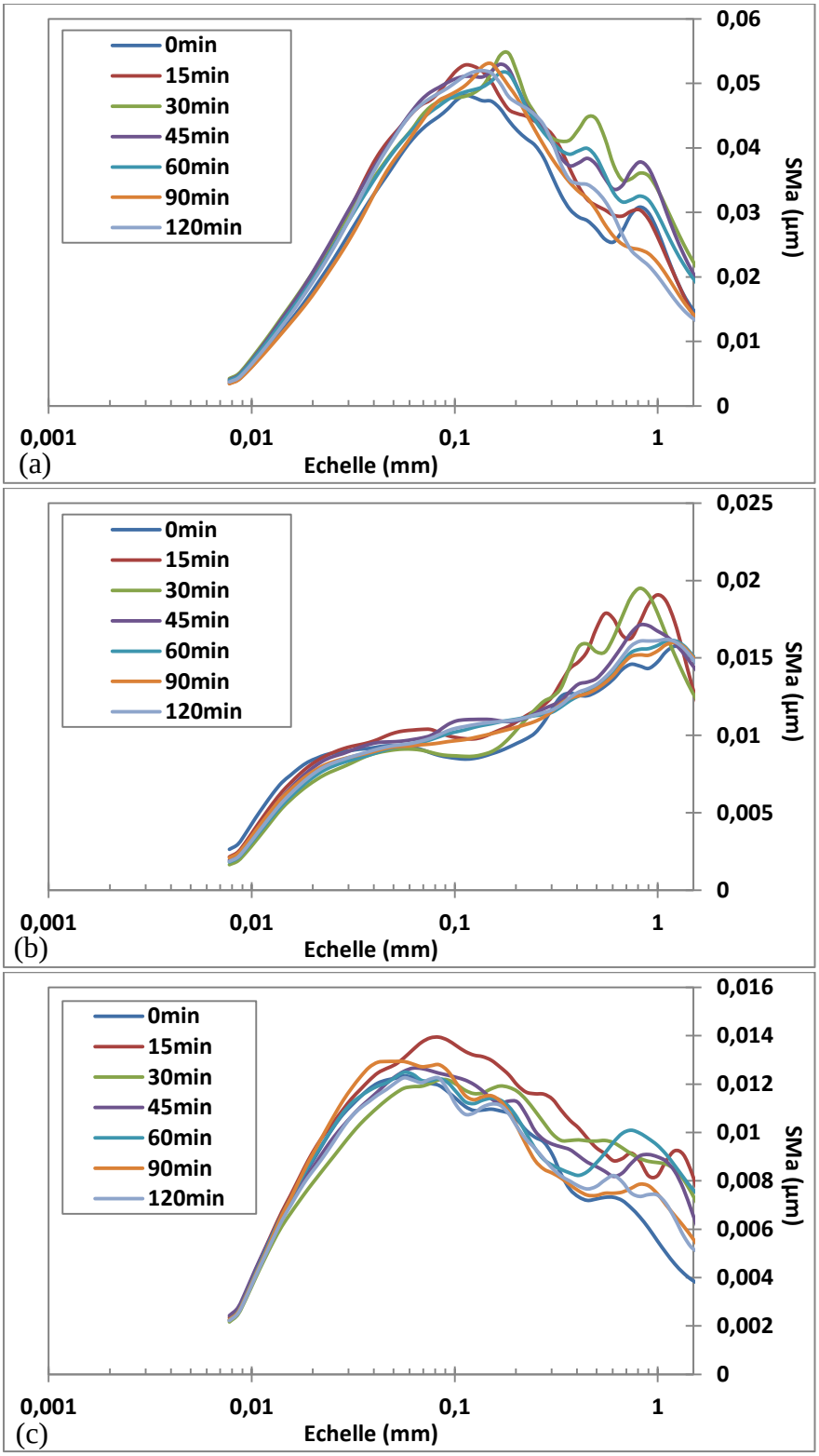


Figure 3.8. Evolution des SMa pendant les essais lubrifiés avec l'huile 'A' pour les dentures générées (a) sans finition ; (b) par rectification ; (c) par powerhoning.

Les essais avec l'huile plus visqueuse 'B' ont mis en avant moins de modifications que lors des essais avec l'huile 'A'. Ceci est particulièrement visible sur les pièces non finies, **Figure 3.9a**, où aucune différence nette n'apparaît au cours du temps. Quant aux pièces finies, **Figure 3.9b** et **c**, elles mettent en avant une très légère augmentation du SMa dans les échelles d'ondulation, mais qui reste relativement

négligeable. L'augmentation de la viscosité réduit la modification des défauts de rugosité et d'ondulation lors de l'engrènement sur la durée par l'interposition d'un film d'huile entre les dents en contact qui n'est pas brisé par les aspérités de surface.

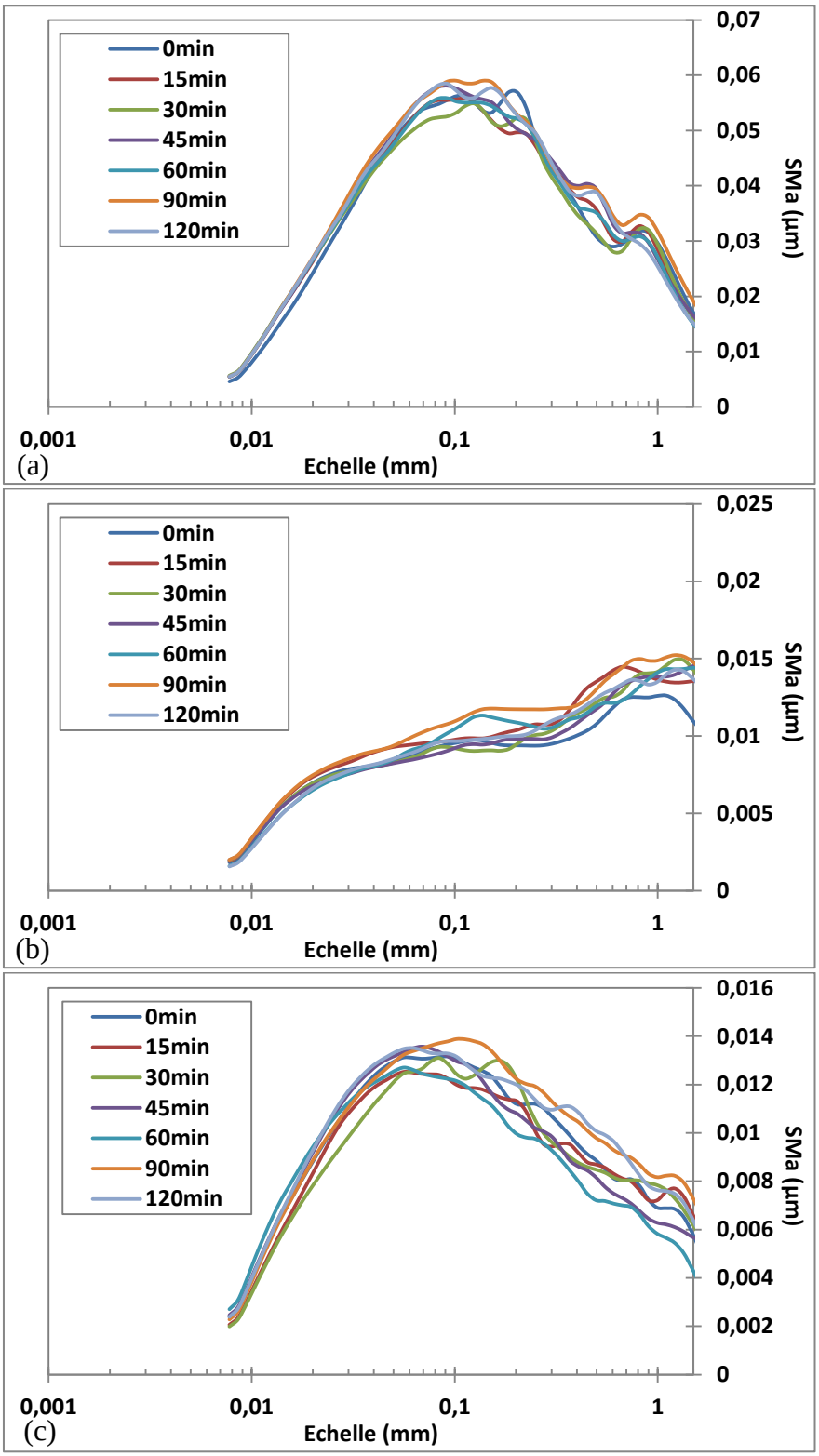


Figure 3.9. Evolution des SMa pendant les essais lubrifiés avec l'huile 'B' pour les dentures générées (a) sans finition ; (b) par rectification ; (c) par powerhoning.

3.2.2. Evolution de la réponse vibratoire au cours de l'engrènement

Comme pour les essais à sec, la **Figure 3.10** donne les résultats pour les essais lubrifiés. Sur la **Figure 3.10a**, on retrouve le phénomène transitoire mis en avant précédemment, principalement lorsque l'huile est peu visqueuse (huile 'A'). Il est indiqué par la mention 'Régime 1' sur le graphique. Pour les pièces non finies, l'augmentation se situe entre les points de mesure 15 et 75 minutes, alors qu'elle est entre 0 et 60 pour la rectification et 30 et 75 pour le procédé de powerhoning. Il s'agit d'un phénomène d'accommodation des surfaces au contact des dentures. On remarque un comportement assez proche entre les pièces rectifiées et non finies, possiblement dû à la présence d'ondulations sur les deux types de surface.

On peut en outre ajouter que ce phénomène est très peu visible pour les essais utilisant une huile visqueuse (huile 'B'), donnés en **Figure 3.10b**. La viscosité de l'huile semble avoir un effet qui retarde ce phénomène et amoindrit son augmentation relative, comme l'indique le **Tableau 3.1** qui donne l'augmentation relative par rapport à la valeur moyenne du régime permanent. On notera par ailleurs un déplacement dans le temps de ce régime transitoire avec l'augmentation de la viscosité.

Il s'agit d'un phénomène non-négligeable en amplitude, cependant il est important de garder à l'esprit les conditions dans lesquelles les essais ont été effectuées, c'est-à-dire à bas régime et faible couple résistant. Autrement dit, il s'agit possiblement d'un effet d'accommodation des surfaces de contact denture au cours de l'engrènement, mis en valeur seulement par les conditions de faible puissance utilisées.

La viscosité plus importante qui rend ce phénomène presque inexistant met alors en avant l'effet des échelles de rugosité et d'ondulation sur les niveaux des harmoniques d'engrènement et donc la bruyance de l'engrenage. En effet, les échelles de surfaces ont un rôle plus important lorsque le film d'huile est moins épais lors du contact. Toutefois, il est intéressant de noter que le classement des niveaux de bruyance est identique quel que soit la viscosité de l'huile utilisée. En effet, les niveaux vibratoires des pièces non finies sont toujours plus élevés tandis que ceux des pièces finies par powerhoning sont toujours les plus faibles, indiquant ainsi une contribution plus large des échelles d'ondulation.

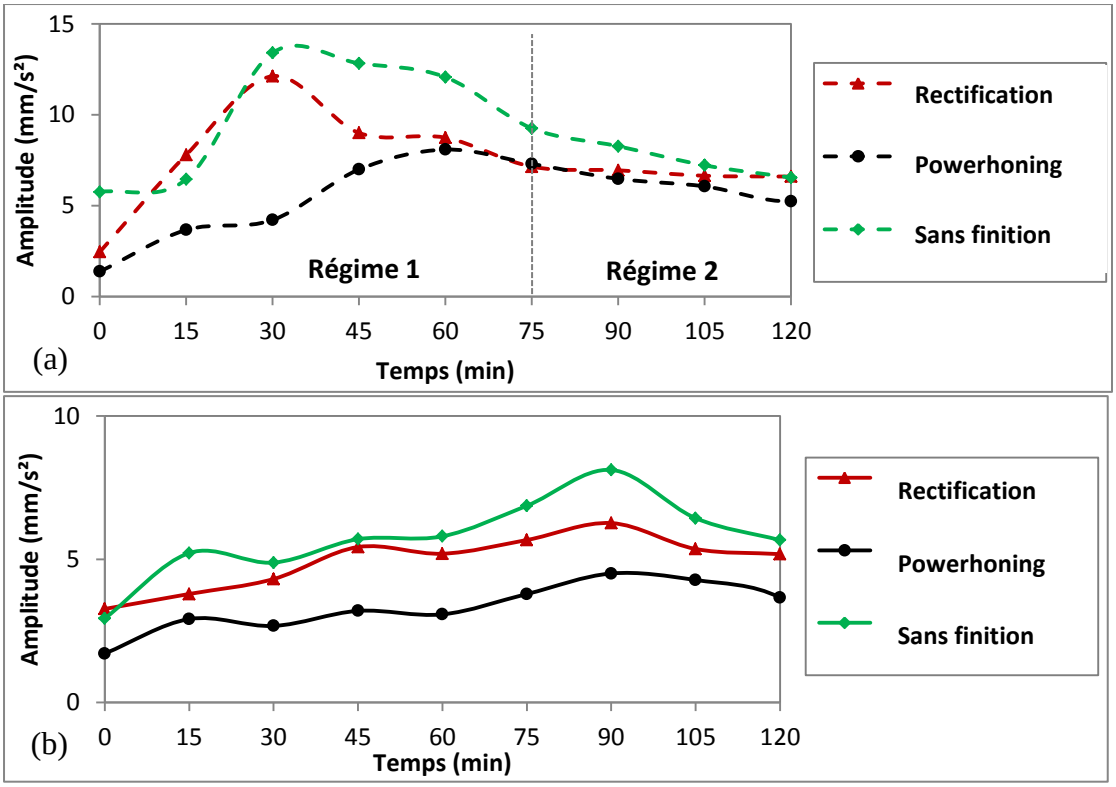


Figure 3.10. Paramètre L_e au cours du temps pour chaque type de pièces et pour les essais lubrifiés réalisés (**a**) avec l'huile 'A' et (**b**) avec l'huile 'B'.

Tableau 3.1. Augmentation relative par rapport au niveau moyen du régime stabilisé pendant les deux heures d'essai.

	Sans finition	**Rectification**	**Powerhoning**
Sec	42 %	N/A	68 %
Huile 'A'	36 %	61 %	52 %
Huile 'B'	31 %	18 %	18 %

Enfin, ce comportement est visible sur les trois premières harmoniques dans la plupart des configurations, comme on peut le voir sur la **Figure 3.11**. Toutefois, pour les cas lubrifiés, l'harmonique H1 semble avoir une plus forte influence sur le paramètre L_e, et donc sur le comportement vibratoire global de l'engrenage. Pour les essais à sec, les trois harmoniques contribuent de la même manière, même si pour les pièces sans finition la troisième harmonique augmente le niveau global vibratoire, sans variation notable au cours du temps.

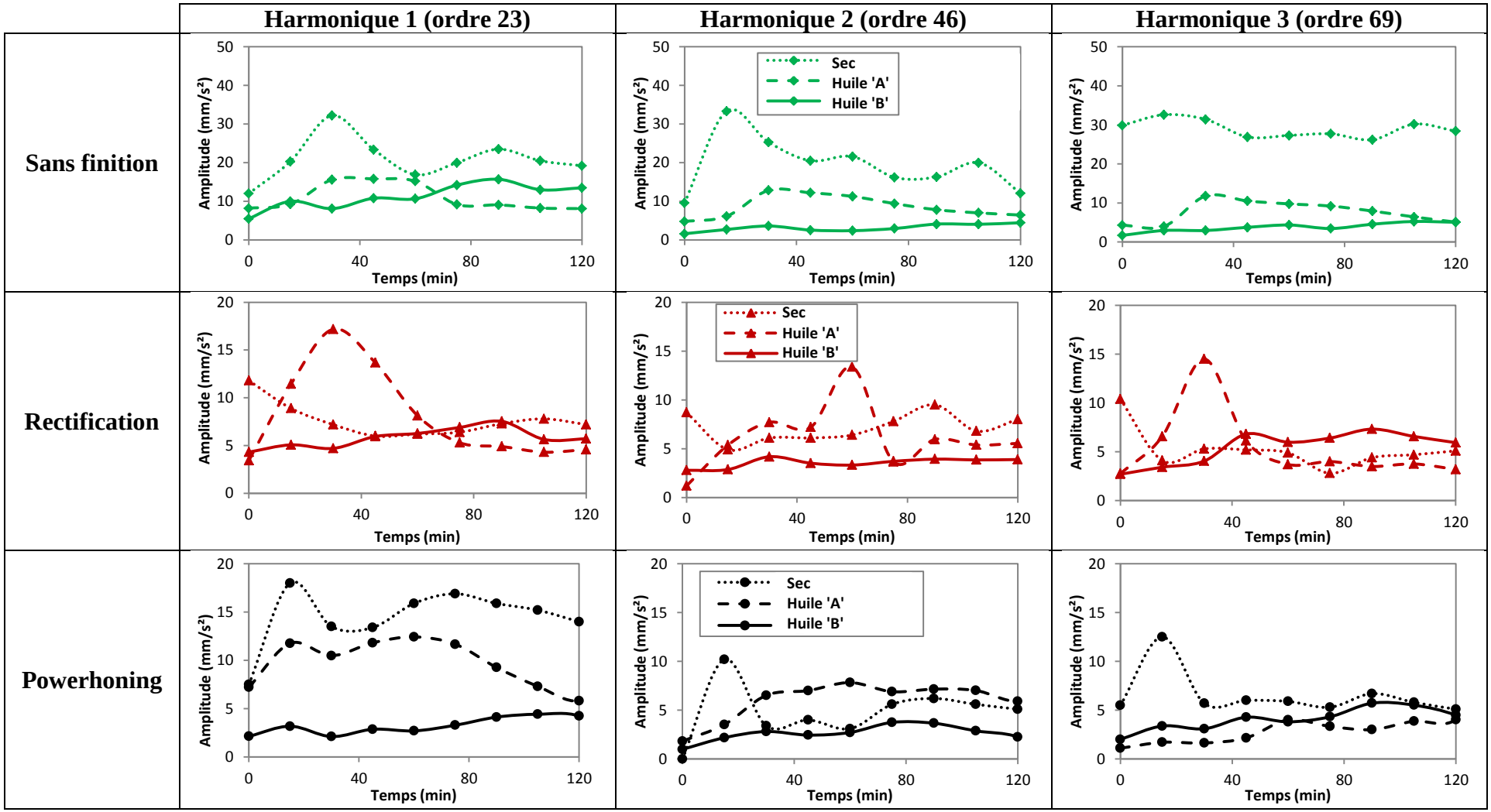


Figure 3.11. Evolution des amplitudes des trois premières harmoniques d'engrènement au cours du temps pour chaque configuration étudiée.

3.2.3. Relation entre l'évolution des surfaces des flancs et la réponse vibratoire

Si l'on compare les régimes transitoires présentés sur les **Figure 3.7** et **Figure 3.10**, il est intéressant de noter les évolutions de l'état de surface. En effet, comme indiqué précédemment, les augmentations se trouvent généralement entre 15 et 30 minutes. Or, les évolutions des SMa au cours des essais vibratoires donnés sur les **Figure 3.6**, **Figure 3.8** et **Figure 3.9** ont montré des augmentations non négligeables au niveau des échelles autours de 1 mm qui pourraient expliquer l'augmentation des amplitudes vibratoires. Elles sont présentes aux pas de temps et dans les conditions où cela arrive.

Par ailleurs, en comparant les régimes permanents pour les essais lubrifiés (huiles 'A' et 'B') sur la **Figure 3.10**, on peut distinguer deux tendances. La première regroupe les pièces sans finition et rectifiées tandis que la seconde est composée des pièces powerhonées. Le premier groupe ne montre que très peu de différences au bout des deux heures d'essai en ce qui concerne les amplitudes moyennes des trois premières harmoniques d'engrènement. En effet, les deux se trouvent à un niveau très proche. Au contraire, le second groupe fait apparaître une différence entre les deux, l'huile plus visqueuse donnant des résultats plus faibles. De ceci, on peut conclure que les échelles de rugosité ont moins d'impact sur les harmoniques d'engrènement que les échelles de d'ondulation.

La viscosité joue un rôle sur le comportement vibratoire de l'engrenage, du moins sous ces conditions d'essai. L'existence d'un film d'huile sur les dentures au cours de l'engrènement amoindrit la contribution des échelles surfaciques les plus faibles, c'est-à-dire de la microrugosité, sur les excitations générées. De ce fait, il est probable que l'effet de l'huile sera moins important avec une augmentation de régime et de couple résistant, d'une part parce que l'augmentation de la température réduira les écarts de viscosité entre les huiles, et d'autre part par l'apparition de flexions de dent plus importantes qui vont réduire l'influence de la microrugosité, au profit de la forme et des grande échelles d'ondulations.

Afin de quantifier plus précisément les effets de chaque facteur (Lubrification, Procédé, Microrugosité, Ondulation, Temps) sur la moyenne du niveau vibratoire des trois premières harmoniques d'engrènement, une analyse de variance (ANOVA) a été utilisée. Une analyse par régression linéaire du paramètre "L_e" a donc été considérée.

Une somme des carrés de Type III, a été utilisée afin de tester les effets principaux et les effets d'interaction dans l'ANOVA. Cela permet d'allouer la partie de la variance expliquée aux effets d'interaction et aux effets principaux tout en n'en négligeant aucun. La validité du modèle est évaluée par le calcul du coefficient de corrélation au carré R^2 [88]. R^2 est un nombre réel compris entre zéro et un. Une plus haute valeur de R^2 indique que le modèle est plus proche des données.

Enfin, le « Test de Fisher, » aussi appelé « test F, » a été utilisé pour quantifier la signifiance de chaque facteur α par la formule suivante [89] :

$$\mathbf{F(\alpha) = \frac{MS_{reg}(\alpha)}{MS_r}} \qquad \textbf{(éq. 3.1)}$$

Où MS_{reg} est la moyenne des carrés dus à la régression et MS_r la moyenne des carrés des résidus.

Pour quantifier la contribution C de chaque facteur au paramètre L_e, le quotient de contribution C de chaque facteur α a été calculé avec le test de Fisher à une confiance R^2 près [90]. Cela peut être défini par la formule suivante :

$$\mathbf{C(\alpha) = \frac{F(\alpha)}{\sum_{\alpha} F(\alpha)} \times R^2} \qquad \textbf{(éq. 3.2)}$$

Puis :

$$\mathbf{\sum_{\alpha} C(\alpha) = R^2} \qquad \textbf{(éq. 3.3)}$$

Cette analyse de variance à deux niveaux d'interaction a été réalisée avec le logiciel XLSTAT. En entrée de ce modèle de type III, les paramètres suivant ont été considérés :

- **Temps :** en minutes, il s'agit des instants auxquels ont été mesurés les vibrations et les topographies de surfaces ;
- **Lubrification :** les conditions de lubrification dans lesquelles se sont déroulés les essais ;
- **Procédé :** les procédés ayant généré la surface du flanc (sans finition, rectification, powerhoning) ;
- **Ech1 :** la moyenne du SMa sur les échelles de 0 à 0,025 mm ;
- **Ech2 :** la moyenne du SMa sur les échelles de 0,025 à 0,25 mm ;
- **Ech3 :** la moyenne du SMa sur les échelles de 0,25 à 0,75 mm ;
- **Ech4 :** la moyenne du SMa sur les échelles de 0,75 à 1,5 mm.

En sortie, le paramètre L_e a été considéré. Au final, le coefficient R^2 de cette analyse a une valeur de 97,1 %. A partir de là, les pourcentages de contributions de chaque facteur et de ses interaction ont été calculés (**Figure 3.12**). Les échelles d'ondulation (**Ech4**), c'est-à-dire celles situées entre 0,75 et 1,5 mm, influencent beaucoup la réponse vibratoire comme nous avions pu le montrer précédemment. Ce facteur arrive en première position avec un pourcentage de contribution de 11,1 % qui est positif. Autrement dit, plus l'amplitude de ces échelles est importante et plus la réponse augmente. La lubrification ainsi que son interaction avec les échelles de microrugosité (Ech1) viennent en deuxième et troisième positions avec des pourcentages de contribution respectifs de 10,7 et 8,4 %. Le type de procédé utilisé n'intervient qu'en cinquième position avec 6,2 % de contribution. Enfin, les autres échelles de surface et leurs interactions avec les variables d'engrènement interviennent ensuite avec des pourcentages compris entre 4 et 6 %. Il est intéressant de noter que la rugosité seule a une contribution plus faible.

Cette analyse statistique a ainsi permis de conforter les résultats mentionnés précédemment et a remis en avant l'influence non négligeable des échelles d'ondulation et de leur évolution dans le temps sur la réponse vibratoire de l'engrenage, ainsi que des autres échelles surfaciques dans une importance moindre. Or, il est intéressant de noter qu'en production la qualification denture sur le plan du

bureau d'études ne prend pas en compte les défauts de rugosité et d'ondulation (cf. Chapitre 1, paragraphe 3).

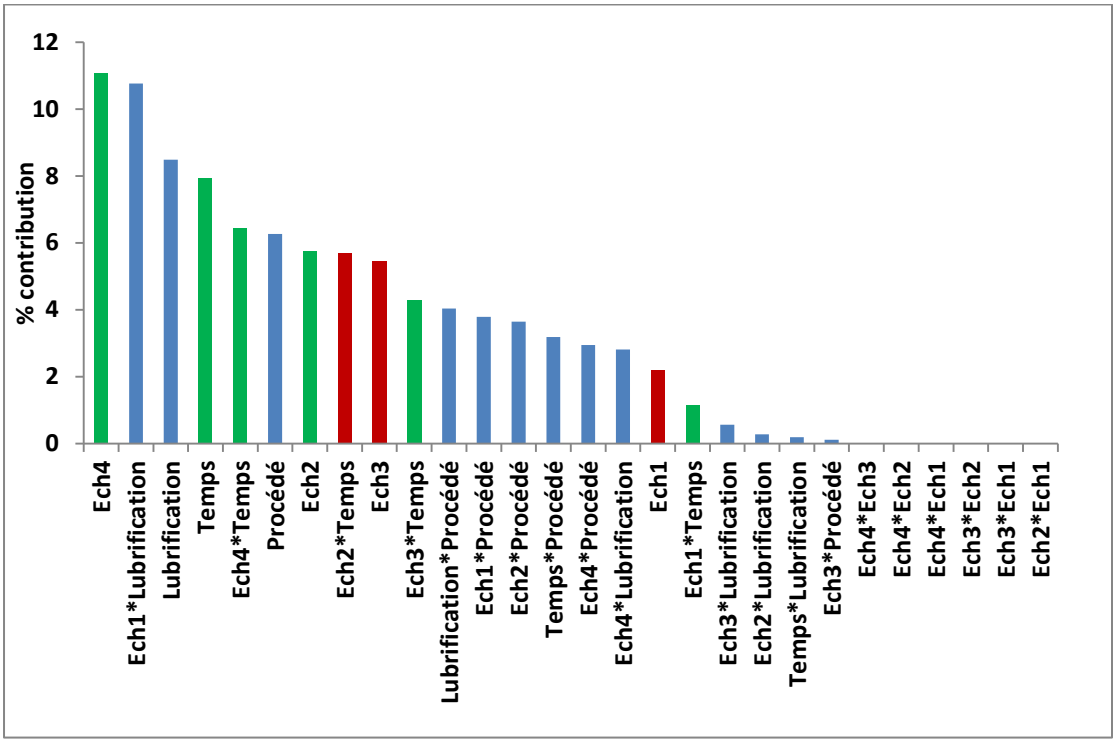


Figure 3.12. Contribution des différents facteurs et leurs interactions sur la moyenne des amplitudes des trois premières harmoniques d'engrènement (L_e). Les interactions sont notées avec un astérisque entre les deux facteurs interagissant. En vert, les contributions positives et en rouge les contributions négatives Les contributions avec des facteurs qualitatifs sont en bleus.

3.3. Conclusions

Les mesures vibratoires d'engrènement à faible puissance ont permis de mettre en avant l'apparition d'un phénomène transitoire avant stabilisation de la moyenne d'amplitude des trois premières harmoniques d'engrènement. Nous avons pu corréler ce phénomène avec des augmentations significatives du spectre de rugosité SMa dans les échelles d'ondulation supérieures à 0,1 mm.

Le lubrifiant a aussi montré un certain impact notamment au niveau de sa viscosité. Cependant, il est important de rappeler les conditions de faible charge qui peuvent induire cet effet : ce phénomène n'est pas observé dans la littérature à des régimes plus élevés et à plus forte charge.

Au final l'étude des régimes permanents et des spectres SMa associés a permis de mettre en avant l'influence des échelles d'ondulation sur le comportement vibratoire de l'engrenage, notamment comparée avec la faible influence des échelles de micro-rugosité.

Au final, nous avons pu montrer et confirmer par une analyse de variance que la surface des flancs, et notamment les échelles d'ondulation, avait une influence non négligeable dans la génération du comportement vibratoire de l'engrenage. Ainsi, afin

de mieux appréhender le contact, des mesures de bruits de frottement ont été engagées.

4. Influence de la finition denture sur les vibrations à l'échelle du contact

Pour mieux comprendre l'impact de la surface dans le contact entre les dentures et dans la génération de vibrations, le bruit de frottement généré par les différentes finitions de surfaces a été étudié.

4.1. Bruit de frottement après engrènement en régime sec

4.1.1. Influence de l'engrènement en régime sec sur l'état de surface

Les spectres de rugosité multiéchelles ont été calculés avant passage sur banc d'essai vibratoire et après les deux heures de test (**Figure 3.13**). A partir de ceux-ci, la Signature Multiéchelle de l'Engrènement (SME) a été déduite comme étant la différence relative entre le spectre SMa avant essai et celui après (**Figure 3.14**), définie par :

$$\mathbf{SME}(\%) = \frac{\mathbf{SMa_i} - \mathbf{SMa_f}}{\mathbf{SMa_i}} \times \mathbf{100} \qquad \textbf{(éq. 3.4)}$$

Avec « i » et « f » respectivement les indices pour « initial, » c'est-à-dire avant essai, et « final, » après essai.

Pour les pièces sans finition (**Figure 3.13a**), il est intéressant de noter une diminution du SMa presque identique sur toutes les échelles. Pour la rectification (**Figure 3.13b**), on peut noter deux comportements : le premier est une diminution du SMa sur la bande d'échelles allant de 0,05 à 0,3 mm et le second est une diminution au-dessus de 1 mm. Enfin pour le powerhoning (**Figure 3.13c**), on note l'augmentation du SMa sur la bande d'échelle au-dessus de 0,2 mm. Par ailleurs, le SMa diminue dans des échelles de micro-rugosité, inférieures à 0,2 mm.

La **Figure 3.14** montre la signature multiéchelle de l'engrènement pour les trois procédés. Il est intéressant de noter qu'après usure, le SMa des pièces sans finition diminue de près de 60 % sur toutes les échelles. Pour les pièces finies, nous pouvons identifier le phénomène d'accommodation des surfaces lors de l'engrènement par l'évolution de la SME. En effet, pour les échelles inférieures à 0,3 mm, les tendances pour chaque procédé sont inversées, montrant ainsi que leurs signatures surfaciques se rapprochent. En ce qui concerne les échelles plus élevées, on remarque une diminution après usure pour chaque type de finition.

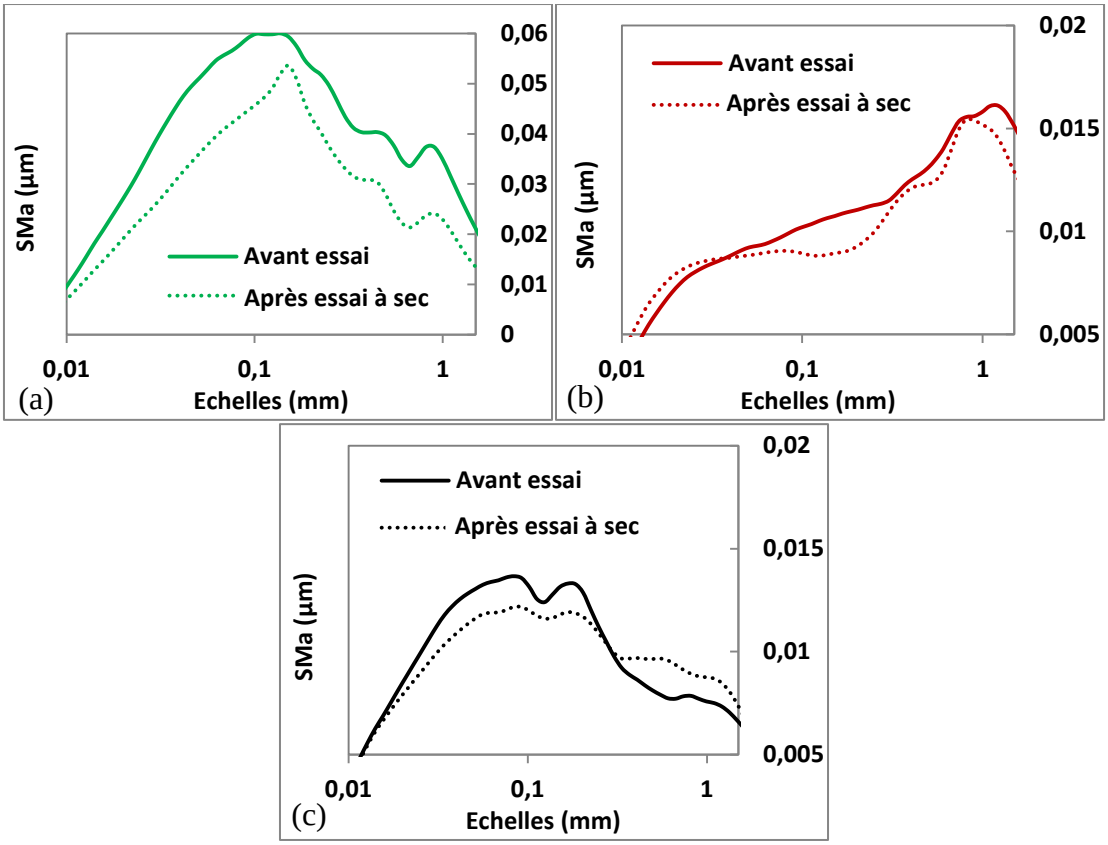


Figure 3.13. Spectres de rugosité multiéchelles, SMa, des dentures générées (**a**) sans finition ; (**b**) par rectification ; (**c**) par powerhoning avant et après essai vibratoire à sec.

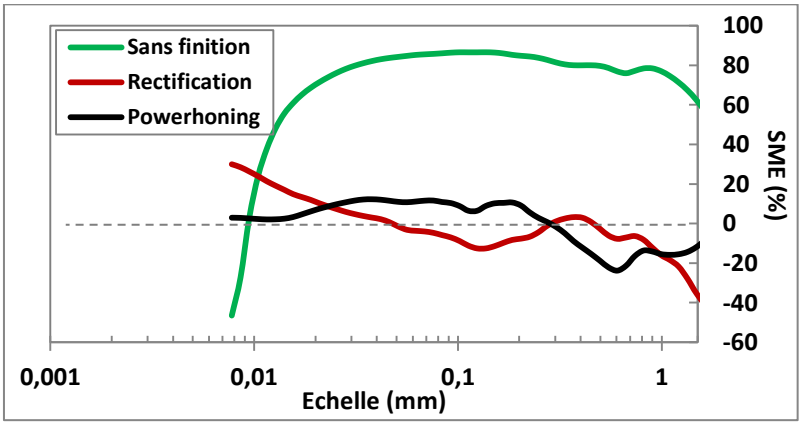


Figure 3.14. Signature multiéchelle de l'engrènement (SME) des dentures après essai vibratoire à sec.

4.1.2. Influence de l'engrènement en régime sec sur le bruit de frottement

4.1.2.1. Niveau vibratoire moyen

Les mesures de bruit de frottement ont été effectuées sur les flancs de denture de l'arbre primaire RA0. Deux pièces d'une même configuration ont été mesurées sur six dents, avec trois mesures par dent. Les mesures de bruit de frottement ont été effectuées sur les flancs de pièces avant passage sur banc vibratoire, c'est-à-dire juste après avoir été fabriquées, ainsi qu'après usure. Les mesures ont été effectuées à une vitesse de 10 $mm.s^{-1}$. Les niveaux vibratoires moyens calculés par rapport à une référence de 1.10^{-6} $mm.s^{2}$ sont donnés en **Figure 3.15** avant essai et après passage sur

banc vibratoire en l'absence de lubrification. Il est intéressant de voir que le procédé de rectification entraîne des niveaux moyens inférieurs aux autres procédés, et les flancs sans finition des valeurs nettement supérieures. Pour les trois procédés, l'usure entraîne une diminution du niveau de bruit de l'ordre de 8 %, comme indiqué dans le **Tableau 3.2**. Il s'agit ici encore d'un phénomène d'accommodation des surfaces de contact des dentures. En effet, la diminution des défauts de rugosité et d'ondulation entraîne une diminution de bruit de frottement à sec.

Les paramètres surfaciques ISO de rugosité calculés sur les pièces après fabrication, donnés en **Figure 3.3**, ne permettent pas d'expliquer la différence entre les pièces rectifiées et les pièces finie par powerhoning. Cependant, la différence des échelles surfaciques présentes, en **Figure 3.4**, indique que les échelles d'état de surface jouent un rôle prépondérant dans ces mesures. En effet, ce sont les aspérités de surface à ces échelles géométriques qui sont responsables de la génération du bruit de frottement.

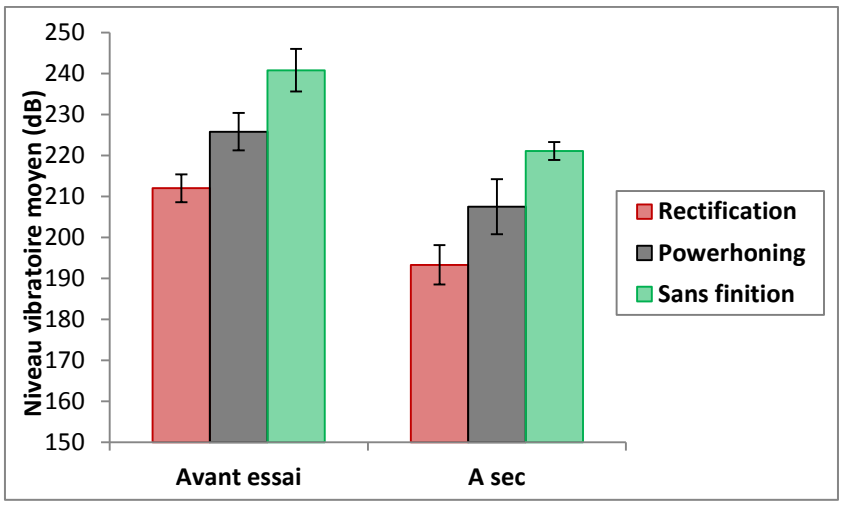


Figure 3.15. Niveaux vibratoires moyens en Décibel pour les essais à sec, par rapport à une référence de 1.10^{-6} mm.s^{2}. Les mesures ont été réalisées à une vitesse de 10 mm.s^{-1}.

Tableau 3.2. Différences relatives en pourcentages entre les niveaux vibratoires moyens après passage sur banc d'essai vibratoire en régime sec et la référence avant passage sur banc.

	Rectification	**Powerhoning**	**Sans finition**
Sec	8,8 %	8,1 %	8,2 %

4.1.2.2. Relation entre l'évolution des surfaces des flancs et la réponse en bruit de frottement

Pour aller plus loin, la décomposition modale empirique (EMD) a été utilisée. La fréquence centrale de chaque mode a été déterminée. Elle correspond à l'amplitude maximale du spectre relatif à chaque mode de la décomposition. Les résultats ont ensuite été regroupés pour tous les cas. Sur la **Figure 3.16** sont représentés les fréquences principales des modes de bruit de frottement et les amplitudes associées pour chaque procédé étudié. On peut noter que la bande de fréquences de bruit de frottement est aussi large avant qu'après engrènement. Cependant des différences apparaissent à l'intérieur de celle-ci. On s'intéressera par la suite à la bande de

fréquence supérieure à 100 Hz dans la mesure où les écart-types en dessous sont très importants.

La **Figure 3.16a** présente les résultats pour les pièces sans finition avant et après essai à sec. Les amplitudes des modes entre 100 et 800 Hz diminuent de plus de 20 % alors qu'à des fréquences supérieures, les modes sont inchangés. Même s'il existe une tendance générale à l'augmentation des amplitudes des modes des fréquences moins élevées, c'est-à-dire en dessous de 100 Hz, ces derniers doivent faire l'objet d'un regard critique car ils sont beaucoup plus difficiles à déterminer à partir des mesures : leurs écart-types sont plus importants que pour les autres fréquences, les rendant difficiles à interpréter.

En ce qui concerne la rectification et le powerhoning, leurs comportements respectifs, présentés respectivement sur les **Figure 3.16b** et **Figure 3.16c**, sont très semblables. On remarque tout d'abord une diminution dans la plage située entre 100 et 450 Hz. Elle est légèrement moins marquée dans le cas du powerhoning ; pour ce dernier, les amplitudes étant déjà plus faibles dans cette plage de fréquence. Il est intéressant toutefois de remarquer l'augmentation des modes à des fréquences plus élevées, au-dessus de 500 Hz, absentes sur les pièces non finies. Ainsi, en prenant en compte la diminution des amplitudes des harmoniques d'engrènement entre les premières et les dernières mesures des essais à sec, une hypothèse ici est de considérer que les harmoniques de bruit de frottement entre 100 et 450 Hz seraient les plus influentes dans la bruyance denture.

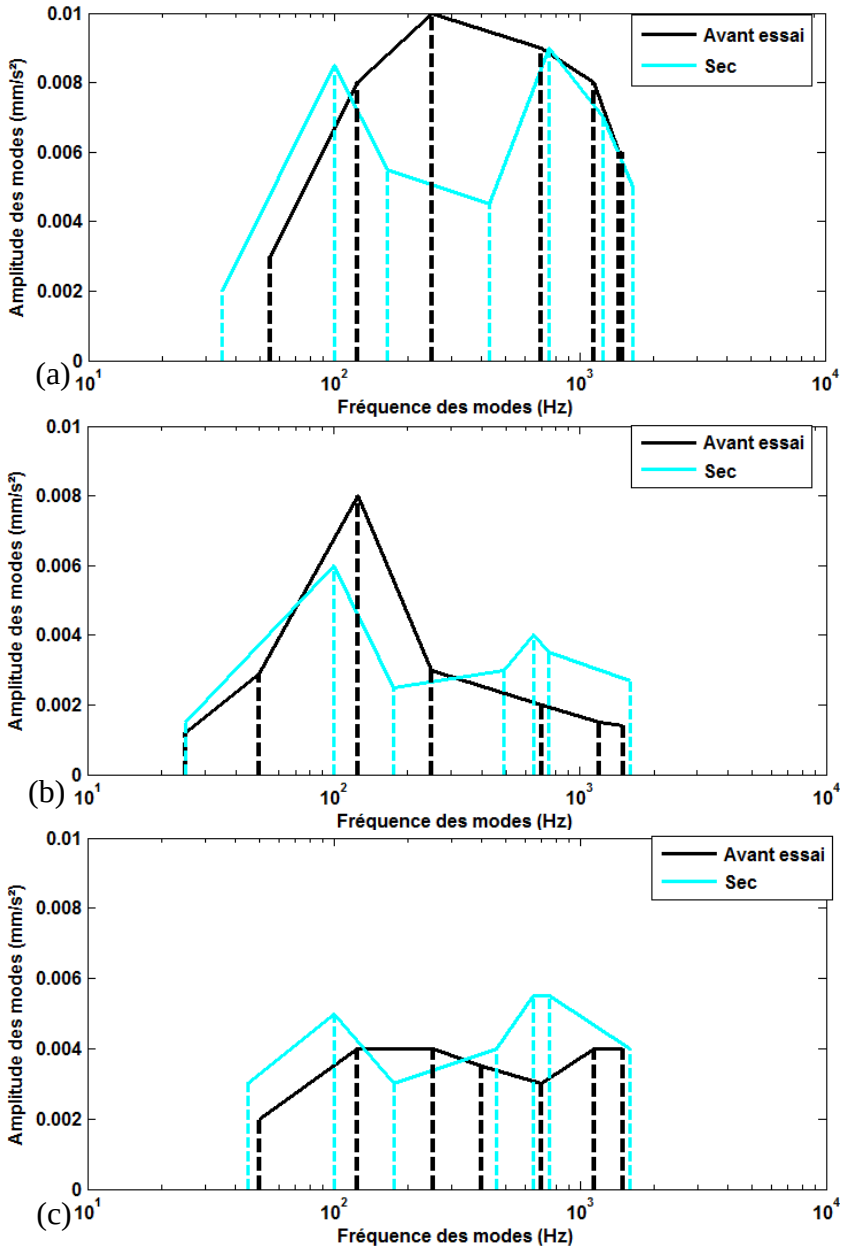


Figure 3.16. Fréquences principales des modes de bruit de frottement et les amplitudes associées pour les mesures effectuées à 10 mm.s^{-1} dans des conditions d'essai à sec pour les pièces générées (**a**) sans finition ; (**b**) par rectification ; (**c**) par powerhoning.

4.2. Bruit de frottement après engrènement en régime lubrifié

4.2.1. Influence de l'engrènement en régime lubrifié sur l'état de surface

Tout comme pour les essais à sec, les SMa des pièces passées sur banc d'essai vibratoire ont été calculés pour les conditions d'essai lubrifiées. Pour les pièces sans finition, en **Figure 3.17a**, on peut noter une diminution du SMa sur toutes les échelles après usure, avec une différence notable lorsque les pièces n'ont pas été lubrifiées. En ce qui concerne la rectification, en **Figure 3.17b**, on peut noter deux comportements : le premier est une diminution du SMa sur la bande d'échelles allant de 0,07 à 0,3 mm et le second est quelques modifications autour de 1 mm. Enfin pour le powerhoning, en **Figure 3.17c**, on ne remarque qu'une augmentation du SMa sur la bande d'échelle entre 0,2 et 0,8 mm.

Comme précédemment, les signatures multiéchelles de l'engrènement (SME) ont été calculées (**Figure 3.18**). Il est intéressant de voir que le comportement pour les pièces finies ne diffère pas suivant le type de lubrification. En effet, il est aussi très proche du cas en régime sec (**Figure 3.14**). Les pièces finies quant à elles indiquent aussi des comportements proches. Au final, on remarque qu'il n'y a pas d'effet d'échelle sur la modification de surface lorsque la viscosité du lubrifiant est changée.

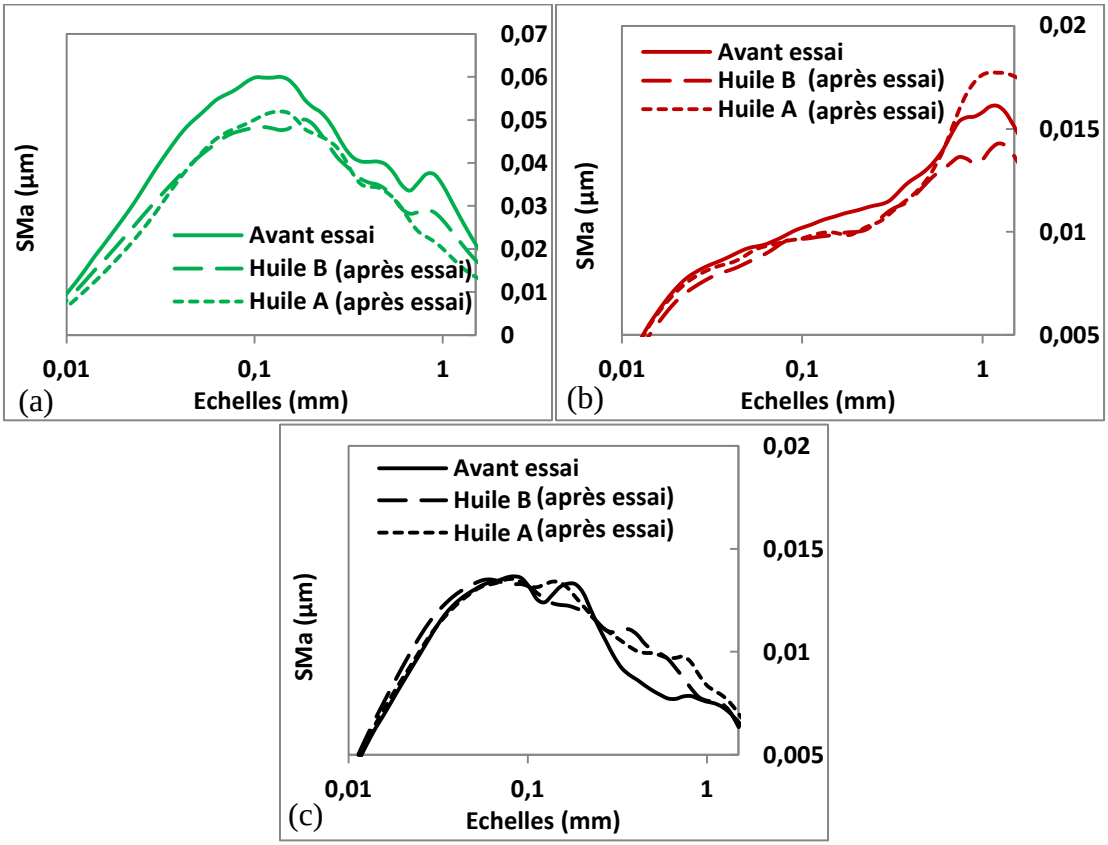


Figure 3.17. Spectres de rugosité multiéchelles, SMa, des pièces générées (**a**) sans finition ; (**b**) par rectification ; (**c**) par powerhoning avant et après essai lubrifié.

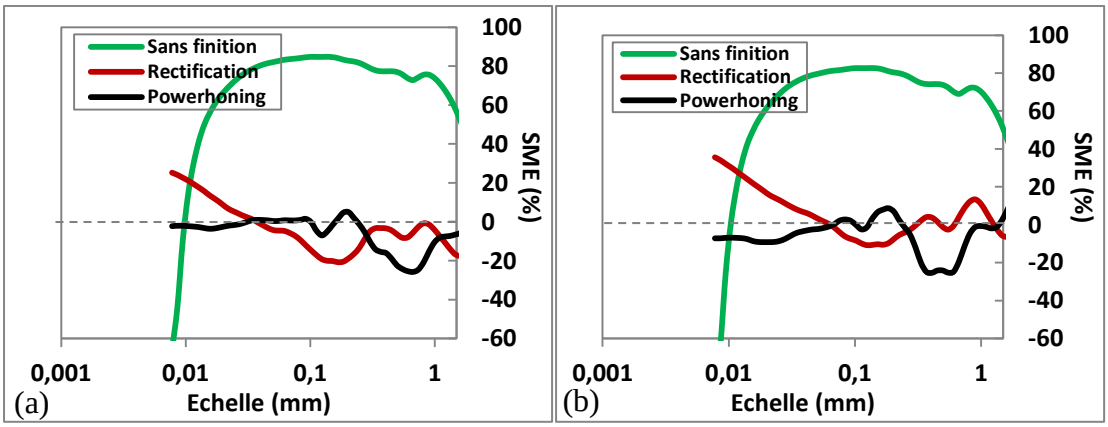


Figure 3.18. Signature multiéchelle de l'engrènement (SME) des dentures après essai vibratoire (a) en régime lubrifié avec l'huile 'A' et (b) avec l'huile 'B'.

4.2.2. Influence de l'engrènement en régime lubrifié sur le bruit de frottement

4.2.2.1. Niveau vibratoire moyen

La conversion en décibel des niveaux vibratoires moyens s'est faite par rapport à une référence de 10^{-6} m.s^{-2}. Les résultats sont donnés en **Figure 3.19** avant essai, et après passage sur banc vibratoire avec les deux types de lubrification. Une fois encore, on remarque que le procédé de rectification induit des niveaux vibratoires inférieurs à ceux du procédé powerhoning. Les pièces sans finition génèrent des niveaux vibratoires nettement supérieurs.

Dans tous les cas étudiés, on peut constater une diminution de la valeur moyenne du bruit de frottement après engrènement sur banc vibratoire. Les différences relatives sont données dans le **Tableau 3.3**. On peut remarquer sur les pièces finies, c'est-à-dire rectifiées et powerhonées, que les différences augmentent avec la diminution de la viscosité de l'huile avec une valeur maximale pour le cas sans lubrification. Cette augmentation passant de 6 % à environ 8 %. Toutefois, en tenant compte des dispersions, ces différences ne sont pas très significatives. Ceci peut s'expliquer par l'augmentation de la viscosité qui réduit le nombre de ruptures du film d'huile.

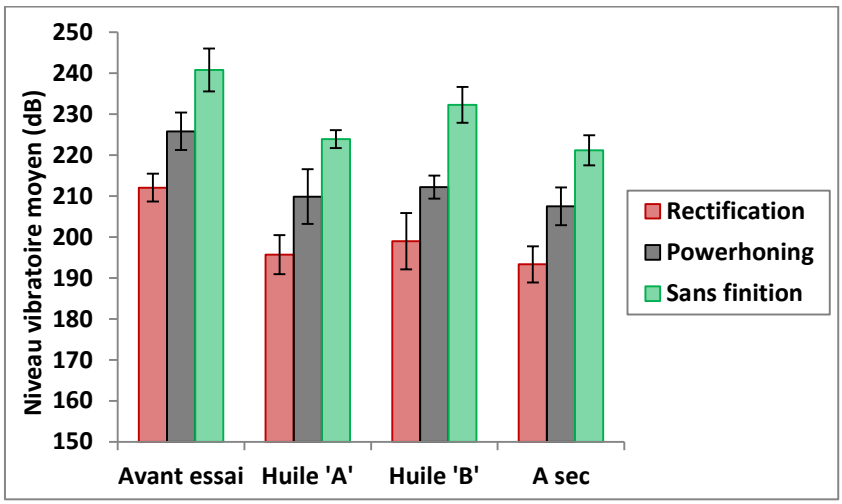


Figure 3.19. Niveaux vibratoires moyens en dB, par rapport à une référence de 1.10^{-6} mm.s^{2}, pour des mesures réalisées à une vitesse de 10 mm.s^{-1}.

Tableau 3.3. Différences relatives en pourcentages entre les niveaux vibratoires moyens après passage sur banc d'essai vibratoire et la référence avant passage sur banc.

	Rectification	**Powerhoning**	**Sans finition**
Huile 'B'	6,1 %	6,1 %	3,6 %
Huile 'A'	7,7 %	7,0 %	7,0 %
Sec	8,8 %	8,1 %	8,2 %

4.2.2.2. Relation entre l'évolution des surfaces des flancs et la réponse en bruit de frottement

Les résultats analysés par décomposition modale empirique (EMD) sont donnés en **Figure 3.16** où sont représentées les fréquences principales des modes de bruit de frottement et les amplitudes associées pour chaque procédé étudié. Sur la **Figure 3.16a**, on peut remarquer que l'amplitude des modes entre 100 et 800 Hz diminue de plus de 20 % alors que les modes de fréquence supérieure restent inchangés. Par

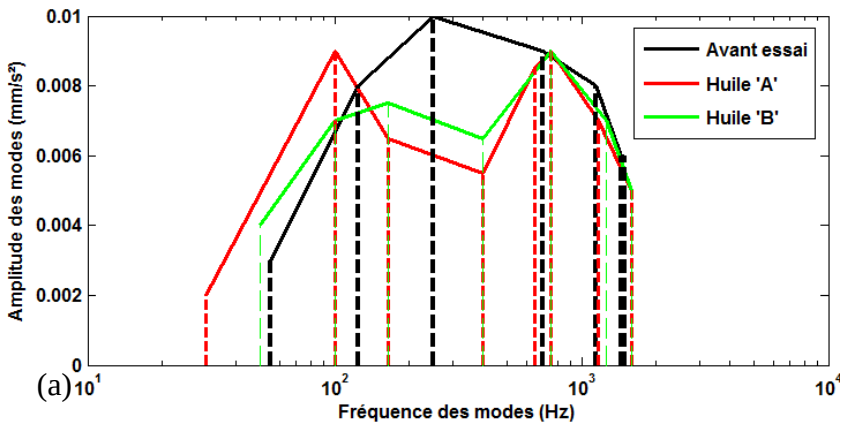
ailleurs, comme pour les essais à sec, on retrouve une tendance à l'augmentation sur les fréquences plus faibles, inférieures à 100 Hz, mais ces résultats possèdent un écart-type trop important pour en tirer des conclusions générales.

En ce qui concerne la rectification et le powerhoning, leurs comportements respectifs, présentés respectivement sur les **Figure 3.16b** et **Figure 3.16c**, sont très semblables. On remarque tout d'abord une diminution dans la plage située entre 100 et 450 Hz. Celle-ci n'est pas influencée par le (ou l'absence de) lubrifiant car elle est identique pour chaque condition d'essai. Il s'agit donc directement de l'effet de l'engrènement. Par ailleurs, il existe une augmentation des modes de fréquences plus élevées, au-dessus de 500 Hz, qui est absente sur les pièces non finies.

Il semblerait ainsi que la viscosité de l'huile utilisée influence principalement le bruit de frottement généré par les flancs de denture non-finis, plus particulièrement dans la plage de fréquences entre 150 et 450 Hz. L'engrènement engendre alors une diminution de ces modes lorsque la viscosité diminue, avec un maximum en absence d'huile. Lorsque les flancs sont finis, la viscosité de l'huile n'a qu'une faible influence sur cette plage de fréquence. Toutefois, lorsque la viscosité diminue jusqu'à l'absence de lubrification, nous pouvons noter une augmentation régulière des modes présents à des fréquences plus élevées sur les pièces finies.

Avant essai, les niveaux des modes pour la surface sans finition sont clairement plus élevés que pour les deux autres types de finition. Comme pour les spectres multiéchelles des topographies donnés en **Figure 3.4**, on peut noter une inversion des tendances entre la rectification et le powerhoning, à environ 240 Hz. En effet, la rectification donne des modes plus élevés dans les basses fréquences que le powerhoning, ce qui corrèle bien avec l'amplitude plus élevée sur des échelles plus hautes de sa topographie. Inversement, les amplitudes du SMa plus élevées pour le powerhoning concernent plutôt les échelles de rugosité de surface et génèrent des modes dans des fréquences plus élevées. Nous pouvons retrouver cette inversion des tendances entre la rectification et le powerhoning à environ 180 Hz, dans toutes les configurations.

Par ailleurs, nous pouvons aussi remarquer le rapprochement des comportements des pièces rectifiées et powerhonées sur l'ensemble des modes lorsque la viscosité de l'huile diminue. Ceci est particulièrement visible sur le mode présent à 100 Hz et sur la plage de fréquences située au-dessus de 700 Hz.



(a)

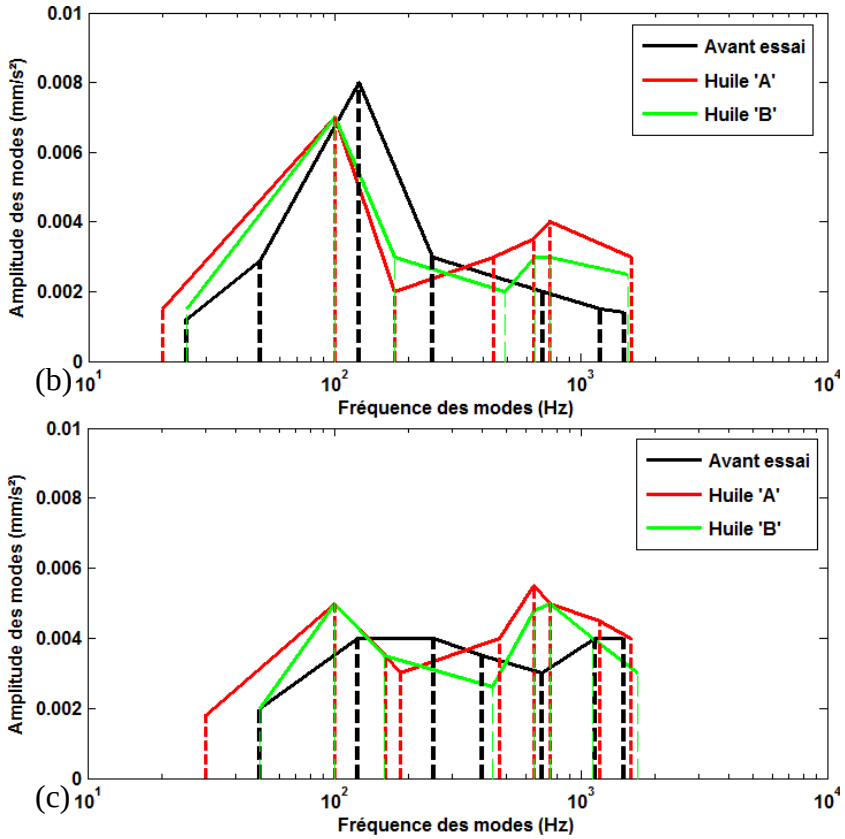


Figure 3.20. Fréquences principales des modes de bruit de frottement et les amplitudes associées pour les mesures effectuées à 10 mm.s^{-1} dans des conditions d'essai lubrifiées pour les pièces générées (**a**) sans finition ; (**b**) par rectification ; (**c**) par powerhoning.

Pour les pièces finies, les comparaisons des SMa suivant les différentes conditions de lubrification sont données en **Figure 3.21**. On peut noter que l'échelle d'inversion des tendances entre les pièces finies par les deux procédés n'est que très peu modifiée, avec une moyenne à 0,28 mm et un écart-type de 0,04 mm. La tendance générale avec l'usure et la diminution de la viscosité du lubrifiant est un rapprochement des SMa pour les deux procédés, en dessous de l'échelle 0,2 mm. Ce comportement vient corréler les observations effectuées précédemment sur les mesures de bruit de frottement et le comportement des modes à haute fréquence. Au-dessus de 0,2 mm, on remarque seulement des modifications mineures.

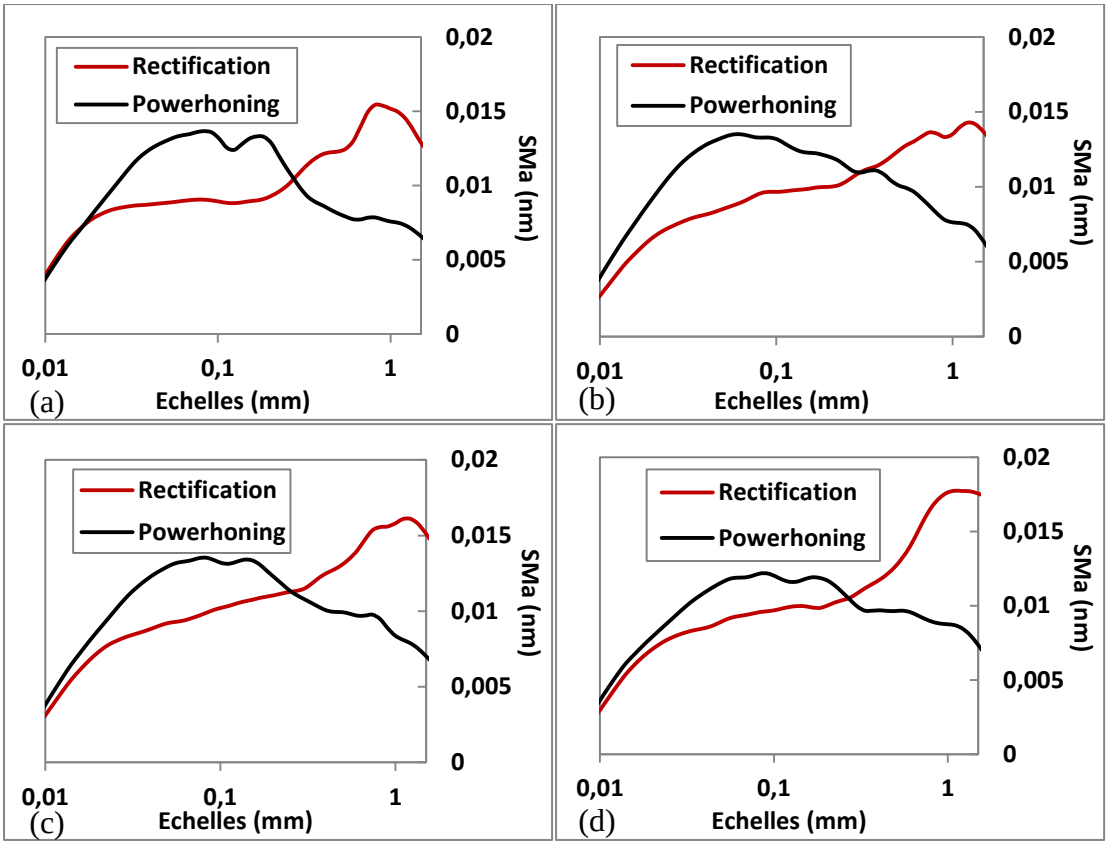


Figure 3.21. Spectres de rugosité multiéchelles, SMa, des pièces finies (a) avant essai vibratoire ; (b) après essais lubrifiés avec l'huile visqueuse 'B' ; (c) après essais lubrifiés avec l'huile fluide 'A' ; (d) après essais non-lubrifiés.

4.3. Fréquences de bruit de frottement et échelles de rugosité

Afin d'établir une relation entre l'échelle surfacique et les modes de bruit de frottement, une campagne de mesures de bruit de frottement à une vitesse plus élevée, 20 mm.s^{-1}, a été effectuée. Seuls les échantillons après passage sur banc d'essai ont été mesurés.

La **Figure 3.22** indique les résultats globaux pour ces mesures. On peut remarquer tout d'abord un niveau vibratoire moyen plus élevé que celui des mesures à plus faible vitesse de frottement (**Figure 3.19**). Ensuite, on retrouve la même tendance que pour les mesures à une vitesse de 10 mm.s^{-1}. En effet, il y a une diminution du niveau vibratoire moyen avec la diminution de la viscosité, les essais à sec induisant le plus faible niveau vibratoire.

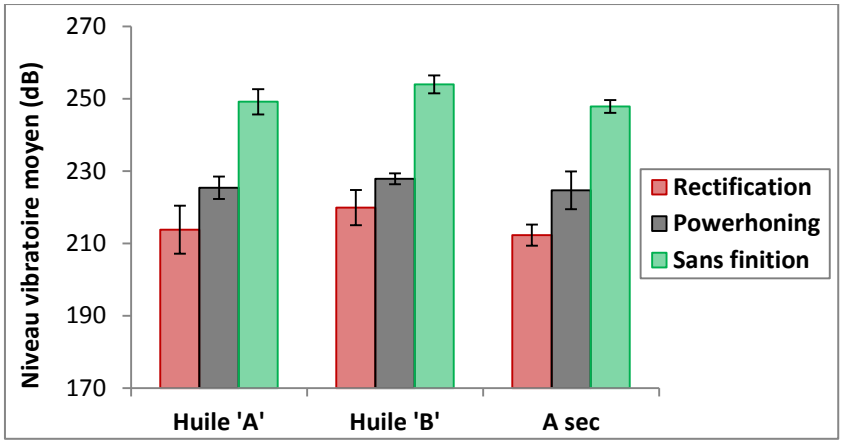


Figure 3.22. Niveaux vibratoires moyens en dB, par rapport à une référence de 1.10^{-6} $mm.s^{2}$, pour des mesures réalisées à une vitesse de 20 $mm.s^{-1}$.

La **Figure 3.23** donne les amplitudes des modes principaux pour les pièces après passage sur banc vibratoire dans chaque condition d'essai. Il est intéressant de noter que lorsque l'huile est visqueuse (**Figure 3.23a**), les courbes pour la rectification et le powerhoning sont très proches l'une de l'autre dans les fréquences les plus hautes, en dessous de 700 Hz. Ceci est moins le cas dans les deux autres configurations (**Figure 3.23b** et **c**) où la rectification possède des amplitudes plus élevées. Dans le cas des hautes fréquences, les trois configurations sont très proches les unes des autres.

Au final, la qualité de la finition denture utilisée impose le choix du lubrifiant utilisé. Les vibrations issues du contact pour des dentures non finie seront moindres avec une huile visqueuse. En effet, la viscosité corrige l'effet de rugosité et d'ondulation. Pour une denture finie par abrasion, une plus faible viscosité sera plus appropriée.

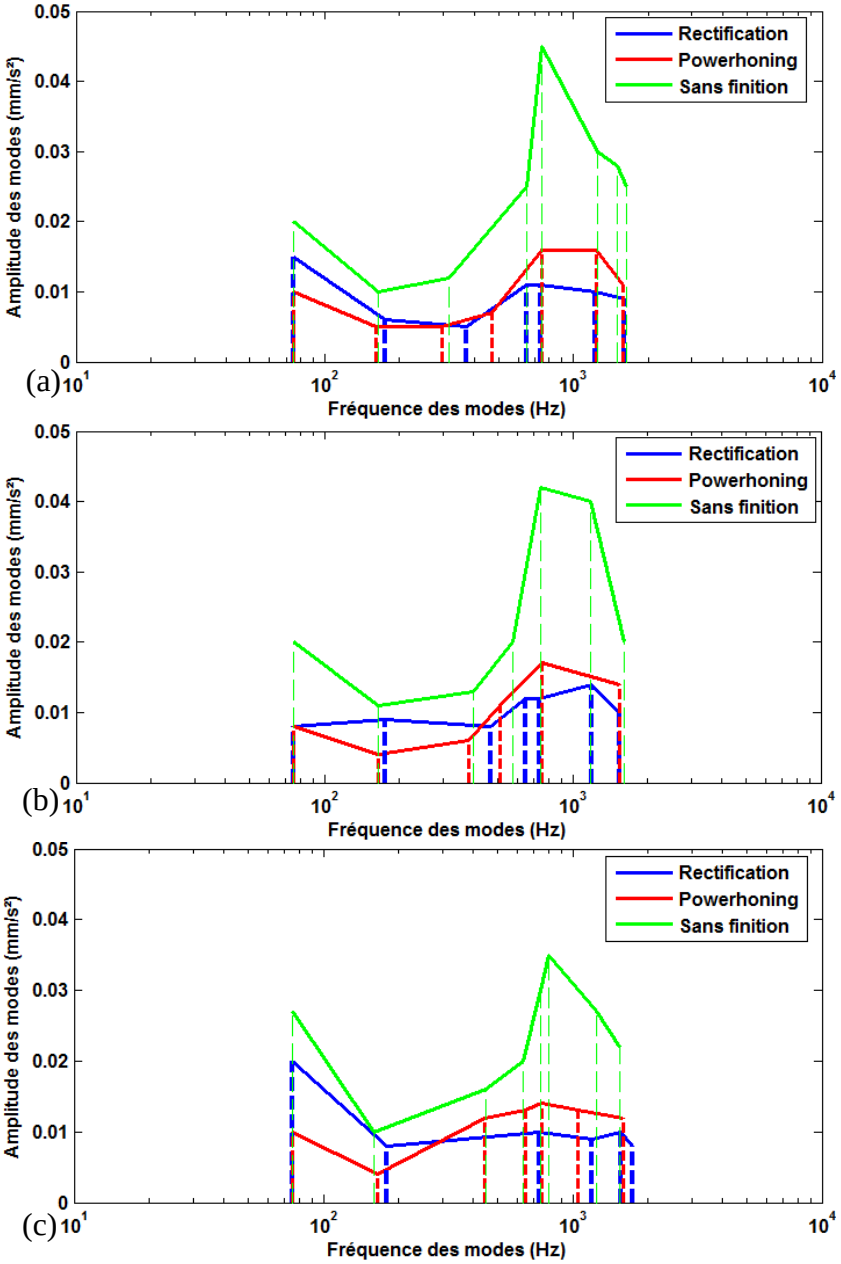


Figure 3.23. Fréquences principales des modes de bruit de frottement et les amplitudes associées pour les mesures effectuées à 20 mm.s^{-1} pour chaque condition d'essai : (**a**) Après essai avec l'huile visqueuse 'B' ; (**b**) Après essai avec l'huile fluide 'A' ; (**c**) Après essai à sec.

Afin d'établir une relation entre le mode propre principal et l'échelle caractéristique de rugosité, nous avons déterminé les échelles caractéristiques, c'est-à-dire l'échelle du maximum du spectre SMa, de chaque configuration étudiée et les avons tracées en fonction de la fréquence du mode ayant l'amplitude maximale pour chaque configuration. Nous avons ainsi pu obtenir les deux graphiques en **Figure 3.24**.

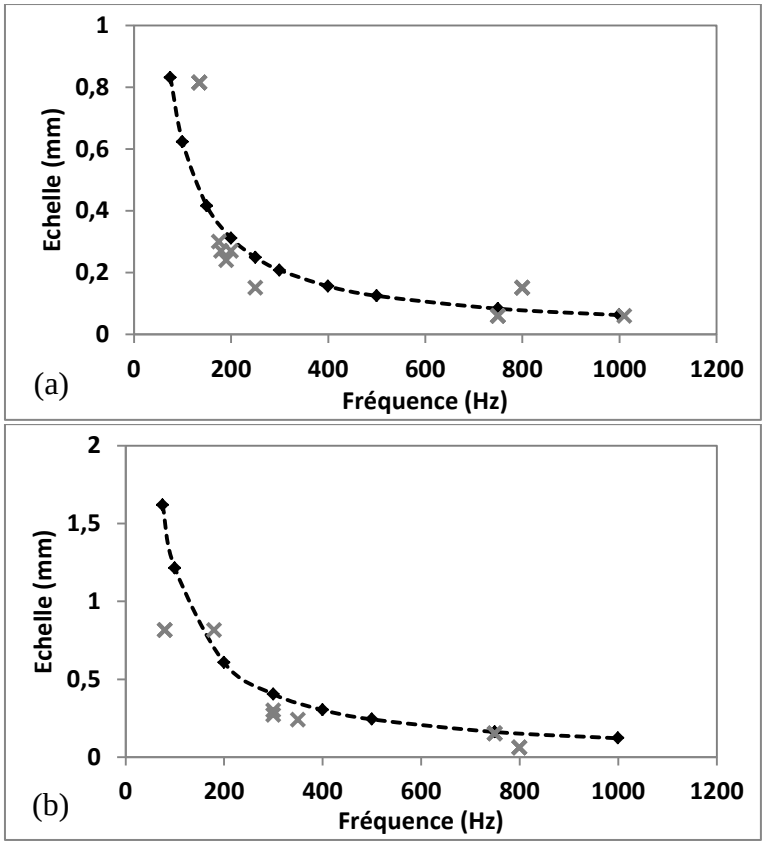


Figure 3.24. Relation entre l'échelle caractéristique de rugosité et la fréquence du mode propre principal lors des mesures de bruit de frottement avec une vitesse de (a) 10 mm.s^{-1} et (b) 20 mm.s^{-1}. Les '×' représentent les points provenant des mesures et les pointillés ceux du modèle.

Le modèle utilisé est un modèle inverse dont le coefficient $\boldsymbol{\alpha}$ a été déterminé par la méthode des moindres carrés. Les $\mathbf{X^2}$ obtenus sont respectivement de 1,15 et 5,1 % et le modèle est donné par l'équation suivante :

$$\mathbf{E} = \boldsymbol{\alpha} \cdot \frac{\mathbf{V}}{\mathbf{F}} \qquad \textbf{(éq. 3. 5)}$$

Avec **E** l'échelle surfacique en millimètres, **V** la vitesse de mesure en millimètres par seconde et **F** la fréquence modale du bruit de frottement en Hertz. $\boldsymbol{\alpha}$ est une constante sans dimension dépendant de la forme de la surface ainsi que du capteur utilisé. Dans notre cas, nous obtenons $\boldsymbol{\alpha = 6,15 \pm 0,08}$.

A partir de là, nous pouvons extrapoler cette relation à des vitesses plus élevées, c'est-à-dire aux vitesses de frottement entre les dents lors de l'engrènement de deux dentures. A 1500 tours.min^{-1} sur le couple étudié, nous atteignons des vitesses de frottement variant entre 0 et 900 mm.s^{-1}. En appliquant le modèle présenté ci-dessus, ces conditions feront intervenir des échelles de l'ordre de quelques millimètres. Ceci corrèle ainsi bien avec les résultats de l'étude expérimentale à l'échelle de l'engrenage. En effet, nous avons montré que les échelles d'ondulation sont les plus influentes sur le comportement vibratoire de l'engrènement.

4.4. Conclusions

Nous avons mesuré et analysé le bruit de frottement généré par des flancs de denture, avant et après passage sur banc d'essai vibratoire. Nous avons pu noter une diminution du niveau de bruit de frottement moyen après le passage sur banc d'essai. Celui-ci est dû aux légères modifications d'accommodation de surface ayant eu lieu au cours de l'engrènement.

Nous avons montré par ces mesures que les amplitudes et fréquences des modes de bruit de frottement étaient fortement corrélées avec les signatures des procédés de finition exprimées par les échelles présentes sur la surface étudiée.

Enfin, nous avons mis en évidence, par des mesures à plus haute vitesse, un lien entre les échelles caractéristiques des surfaces étudiées et les fréquences des modes de bruit de frottement principaux.

5. Conclusion

L'approche méthodologique expérimentale développée dans ce chapitre ont permis de mettre en avant les phénomènes qui gouvernent la bruyance denture.

Nous avons pu montrer l'existence d'un phénomène de bruyance transitoire dans des conditions de faible régime et de faible charge. L'amplitude des harmoniques d'engrènement augmente pour diminuer ensuite. Ce phénomène est lié à une accommodation des surfaces en contact lors de l'engrènement. Ce régime transitoire est fortement influencé par le type de lubrifiant utilisé. L'augmentation de la viscosité et donc de l'épaisseur du film d'huile lors du contact réduit l'évolution des défauts de surface et réduit donc l'intensité de ce régime transitoire.

Les mesures à l'échelle de l'engrènement ont aussi permis de noter que les échelles d'ondulation des surfaces ont un impact sur la réponse vibratoire de l'engrenage, alors que les échelles de microrugosité ont une influence plus négligeable, excepté lors d'un contact sec. En effet, moins l'huile est visqueuse et plus les défauts d'ondulation et de rugosité évoluent avec l'engrènement. Nous avons par ailleurs pu montrer que la finition denture supprime en partie l'effet de la rugosité mais le remplace par un effet plus important des échelles d'ondulation. Ce dernier n'est pas négligeable et ces types de défauts d'ondulation et de rugosité ne sont pas qualifiés en production.

Enfin, les mesures de bruit de frottement à l'échelle du contact denture ont permis de mettre en exergue un lien entre les échelles surfaciques caractéristiques d'une des flancs de denture et les fréquences du mode vibratoire principal. Le modèle obtenu constitue un résultat majeur qui va permettre d'expliquer l'influence des échelles d'ondulation et de forme sur les engrenages de transmission automobile.

Chapitre 4

Etude numérique multiéchelle de la réponse vibratoire d'un engrenage

1. Introduction

Dans ce chapitre, nous proposons de mettre en évidence l'influence des irrégularités micro-géométriques de surfaces sur les vibrations inhérentes au contact denture et plus particulièrement l'erreur de transmission générée par un engrenage simple étage. En effet, l'apport d'une telle simulation numérique est de pouvoir, à l'avenir, réduire le nombre d'essais nécessaire à la sélection et à l'optimisation d'un procédé de finition denture et ainsi réduire les coûts de fabrication. Dans un premier temps l'influence de l'amplitude et de l'échelle des irrégularités de surface sur les vibrations générées par friction est étudiée. Dans un second temps, des topographies réelles de flancs de denture issues de différent procédés de finition seront intégrées dans un modèle éléments finis 3D d'un engrenage hélicoïdale simple étage, celui étudié expérimentalement. Les simulations numériques ont été réalisées sur le calculateur de Champagne-Ardenne « ROMEO » situé à l'université de Reims (151ème supercalculateur du monde en terme de puissance) sur le logiciel commercial Abaqus (Dassault Systèmes). L'originalité de ces travaux se base sur la réalisation d'un modèle complet à grande résolution dans le but de tenir compte de la microrugosité. Tous les calculs décrits dans ce chapitre ont été effectués en régime sec. Les vibrations générées seront analysées à différentes échelles :

- en premier lieu, à l'échelle locale du contact entre aspérités de surface, en étudiant les vibrations générées par le contact entre deux surfaces 3D rugueuses ;
- en second lieu, à l'échelle globale de l'engrenage et de l'interface entre deux dents en contact en calculant l'erreur de transmission.

Enfin, la corrélation entre les variables d'entrée du système, c'est-à-dire les caractéristiques micro-géométriques des surfaces de denture, et les vibrations du contact et de l'engrenage pourra permettre d'identifier les caractéristiques les plus influentes ainsi que le procédé de finition le plus approprié.

2. Simulation à l'échelle du contact 3D entre deux surfaces rugueuses

Le modèle numérique à l'échelle locale permet de calculer les vibrations générées dans la direction normale au contact par le déplacement d'un pion rugueux en contact avec une surface, elle aussi, rugueuse. Nous allons tout d'abord décrire le modèle puis introduire les caractéristiques d'entrée étudiées.

2.1. Description du modèle

Les paramètres du modèle numérique développé reproduisent les conditions d'engrènement de deux dentures. Les conditions de chargement et de déplacement ont été définies par rapport aux mécanismes de l'engrènement, rappelés en **Figure 4.1a**. En effet, les deux dents viennent en contact avant d'effectuer un mouvement de glissement relatif l'une par rapport à l'autre. Au point primitif, la vitesse de frottement relative est nulle et le sens de frottement est ensuite inversé. Lors de ce mouvement,

les pressions de contact augmentent jusqu'à être maximales au point primitif puis diminuent à nouveau.

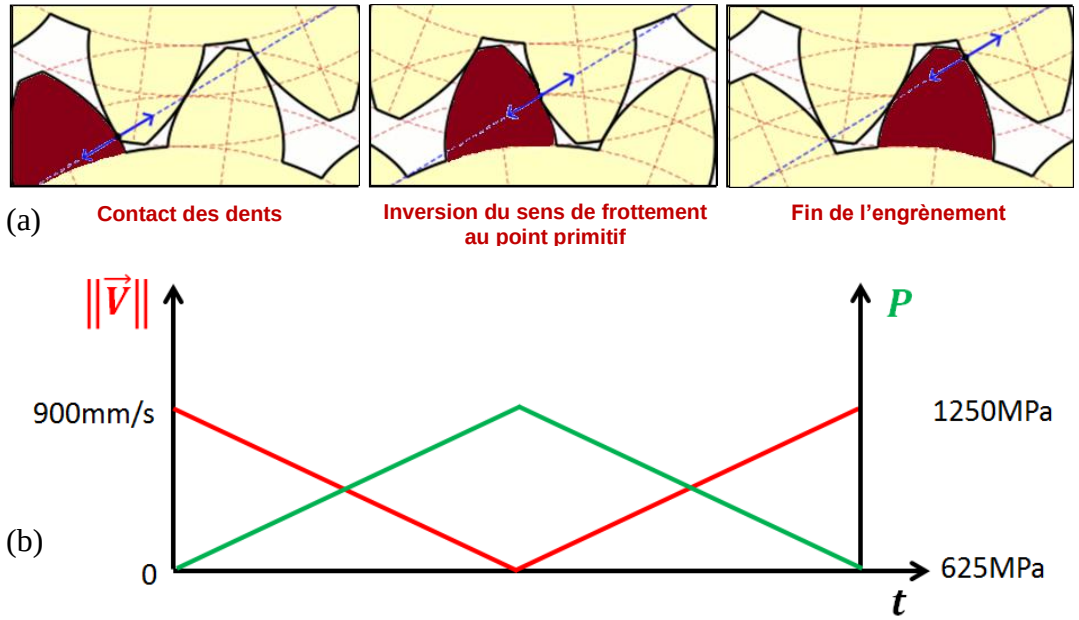


Figure 4.1. (a) Mise en évidence des trois phases de l'engrènement de deux dents. La ligne bleue représente la ligne de contact, tangente aux deux cercles primitifs ; (b) Conditions de vitesse et de pression au cours du déplacement du pion.

Dans notre modèle, le contact frottant sous charge s'effectue entre un pion mobile rugueux et un support immobile encastré. Les valeurs numériques des conditions de vitesse et de charge au cours de la simulation sont données en **Figure 4.1b**. La vitesse a été calculée sur la base de l'engrènement des deux pièces étudiées, arbre primaire et pignon de descente du réducteur RA0, à un régime de 1500 tours par minute. Pour ce qui est du chargement, il a été calculé sur le même engrenage avec les mêmes conditions de vitesse et un couple résistant de 10 Nm (**Figure 4.2**). Les dimensions et paramètres matériaux sont donnés dans le **Tableau 4.1**.

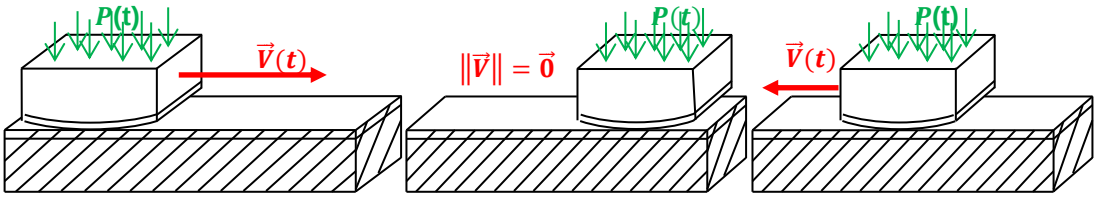


Figure 4.2. Conditions limites du modèle numérique du contact Cylindre / Plan.

Tableau 4.1. Paramètres géométriques et des matériaux utilisés dans le modèle numérique.

Paramètres géométriques	Valeur	Paramètres matériaux	Valeur
Longueur du pion	1 mm	Matériau	Acier doux
Hauteur du pion	0,3 mm	Module de Young	210 GPa
Largeur du contact	0,5 mm	Coefficient de Poisson	0,3
Longueur du support	2 mm	Masse volumique	7800 $kg.m^{-3}$
Hauteur du support	0,5 mm		
Hauteur de la couche mince	10 µm		

Ainsi, un maillage adaptatif a été adopté pour combiner un temps de calcul raisonnable et une résolution micrométrique. Les surfaces en contact ont été maillées en utilisant des éléments hexaédriques quadratiques (C3D8R) d'une taille 50 par 50 par 50 µm (**Figure 4.3**). Une couche d'éléments plus fins d'une taille de 3 µm par 3 µm sur une hauteur de 10 µm est placée sur le pion et sur le support avec une contrainte de collage (*tie constraint*). Ceci permet d'avoir un maillage plus fin au niveau du contact (**Figure 4.3**).

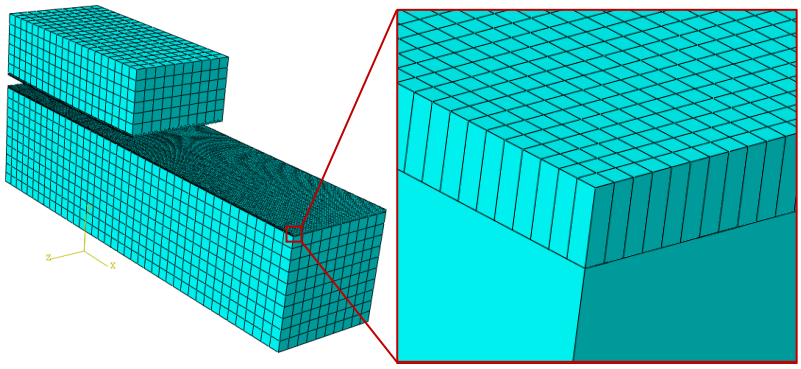


Figure 4.3. Maillage global du pion et du support et agrandissement de la zone du maillage de la couche surfacique du support.

2.2. Variables d'entrée du modèle de contact

2.2.1. Variables macro-géométriques

Etant donné que la géométrie de contact entre deux dentures est linéique et que le rayon de courbure est un paramètre macro-géométrique très influant, nous avons considéré trois rayons de courbure (C) différents (**éq. 4.1**) :

$$\begin{cases} C = 10\ cm \\ C = 20\ cm \\ C = \infty \end{cases} \qquad \textbf{(éq. 4.1)}$$

Le rayon de courbure infini correspond au cas extrême d'un contact Plan / Plan schématisé en **Figure 4.4**.

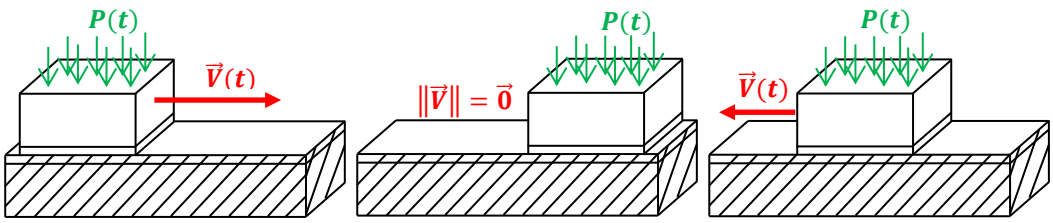


Figure 4.4. Conditions limites du modèle numérique du contact Plan / Plan.

2.2.2. Variables micro-géométriques

Des topographies de surfaces générées numériquement et possédant des caractéristiques différentes ont été introduites directement dans le modèle numérique. Cette intégration s'est effectuée en deux étapes. Tout d'abord, les topographies ont été extrapolées de façon à ce que leur résolution en x et y soit égale à la valeur de la taille du maillage, c'est-à-dire 3 µm. Enfin, l'introduction dans la simulation a été effectuée en déplaçant les nœuds du maillage dans la zone de contact selon la normale à la surface [91]. Les topographies générées ont été caractérisées par :

- **l'amplitude de la rugosité :** elle est représentée par la moyenne quadratique de la rugosité (S_q). Sa définition a été rappelée dans le chapitre 1. Les valeurs considérées de ce paramètre sont respectivement 0,2 ; 0,5 et 0,8 µm. Notant que les surfaces de denture après finition ont un S_q d'environ 0,4 µm ;
- **l'échelle de la rugosité :** elle est représentée par la longueur d'autocorrélation (Sal) prenant les valeurs 10 ; 50 et 90 µm. Ce paramètre est calculé à partir de la transformée de Fourrier inverse du spectre de puissance de la surface considérée. Il représente la taille moyenne des motifs de la surface dans la direction considérée. Les surfaces de denture après finition sont caractérisées par un Sal variant de ~20 à 50 µm dans la direction de profil et de ~20 à 120 µm dans la direction de l'hélice.
- **la distribution des irrégularités de la surface :** deux distributions ont été considérées dans cette étude à savoir les distributions gaussiennes, telles celles obtenues par abrasion (rectification, toilage, rodage,…), et exponentielles.

La **Figure 4.5** montre des exemples de surfaces étudiées de distribution gaussienne.

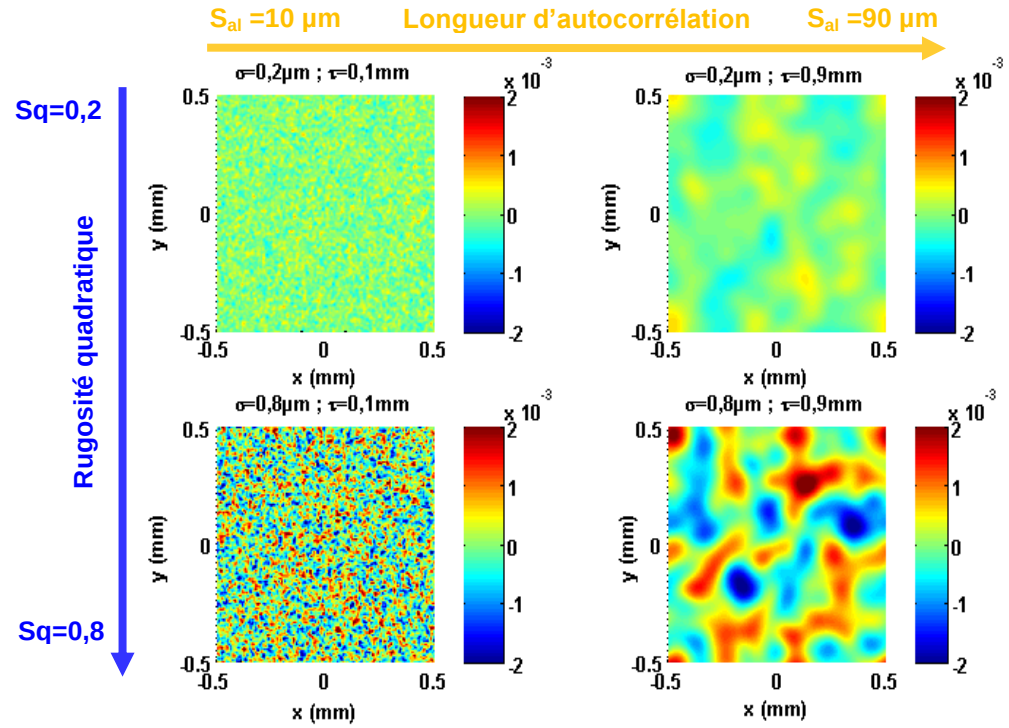


Figure 4.5. Exemples de topographies de surface intégrées dans les simulations. Il s'agit ici des distributions gaussiennes.

2.3. Impact des caractéristiques surfaciques sur les vibrations du pion

En sortie du modèle, nous avons récupéré l'accélération du pion en déplacement calculée dans la direction perpendiculaire à sa surface antagoniste. Ce signal a ensuite été analysé par transformée de Fourier afin de déduire les composantes fréquentielles de celui-ci. C'est ce spectre vibratoire qui a été étudié.

2.3.1. Impact de la macro-géométrie sur les vibrations du pion

Dans un premier temps, nous avons étudié l'impact d'un facteur de forme, c'est-à-dire du rayon de courbure du pion mobile. Trois exemples de spectres vibratoires obtenus et montrant l'influence du rayon de courbure sont donnés en **Figure 4.6**. On peut noter en premier lieu l'augmentation très nette des amplitudes vibratoires lors d'un contact Plan / Plan (rayon de courbure infini). Ceci peut s'expliquer par l'augmentation de l'aire de contact entre les deux surfaces. En second lieu, par la comparaison des spectres lors d'un contact Cylindre / Plan, on peut noter une tendance similaire avec une diminution de l'amplitude de quelques harmoniques avec la diminution de la courbure.

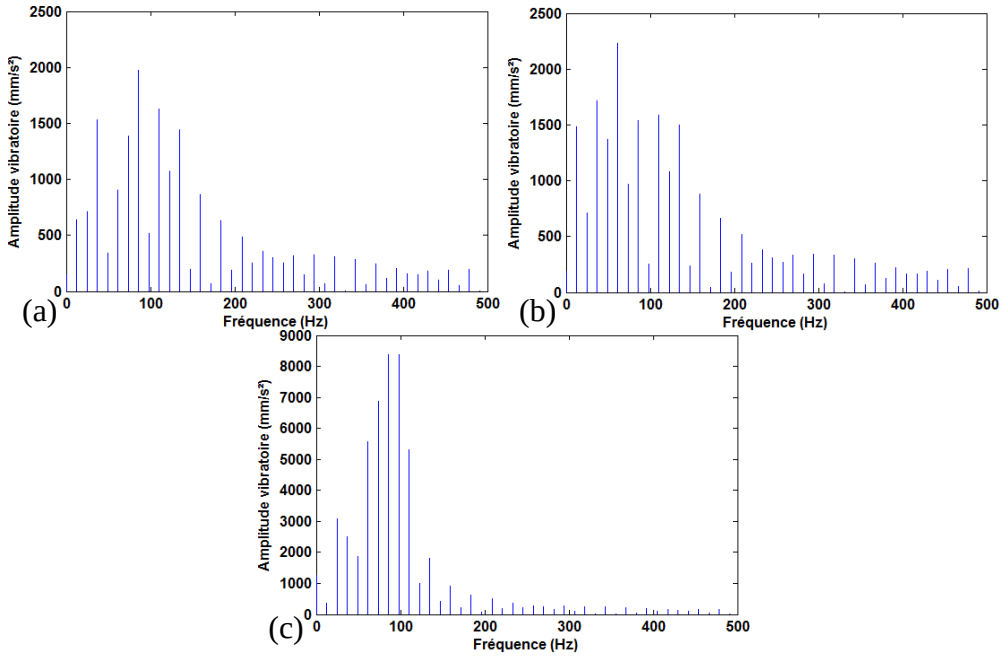


Figure 4.6. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques S_q = 0,9 µm, S_{al} = 50 µm et un rayon de courbure de (a) C = 10 cm ; (b) C = 20 cm et (c) C = ∞.

Toutefois, si l'on étudie les spectres vibratoires obtenus dans les mêmes conditions mais avec des amplitudes de rugosité différentes, les tendances ne sont pas identiques. En effet, on peut remarquer une légère diminution des amplitudes avec l'augmentation du rayon de courbure (**Figure 4.7**) lors d'un contact Cylindre/Plan. Autrement dit, il ne semble pas possible de déterminer l'influence du rayon de courbure uniquement, sans chercher à prendre en compte ses interactions avec les autres paramètres.

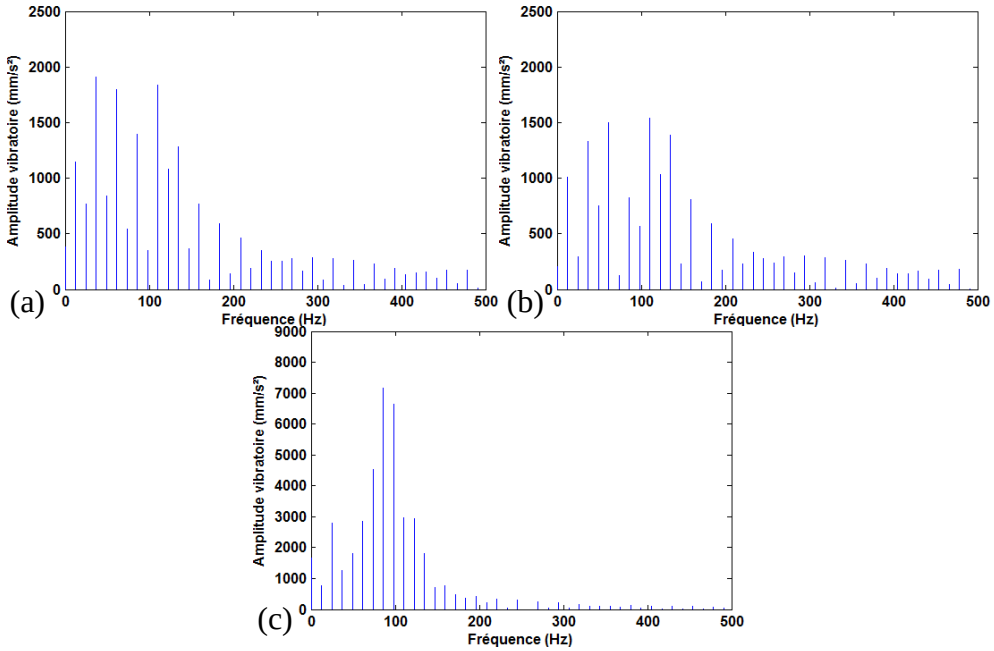


Figure 4.7. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques S_q = 0,5 µm, S_{al} = 50 µm et un rayon de courbure de (a) C = 10 cm ; (b) C = 20 cm et (c) C = ∞.

2.3.2. <u>Impact de la distribution de surface sur les vibrations du pion</u>

Dans un second temps, l'effet de la distribution a été investigué. Les résultats pour le contact Plan / Plan (C = ∞) montrent que l'effet de la distribution semble négligeable (**Figure 4.8**). En effet, la majeure différence est un shift du mode principal vers une fréquence plus élevée. Additionné à cela, on peut noter une augmentation de l'amplitude vibratoire aux plus basses fréquences.

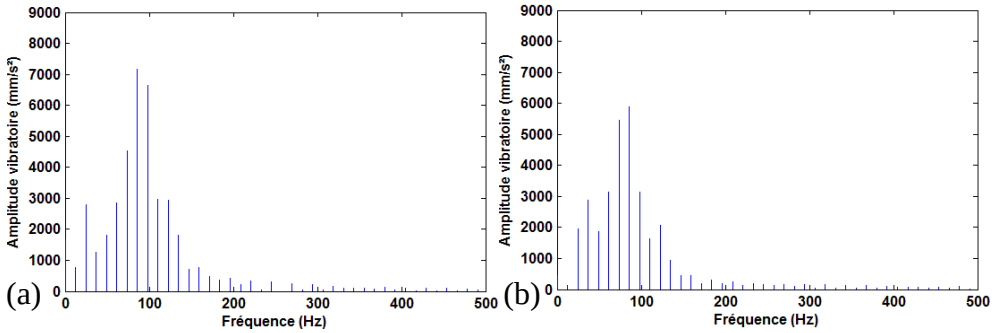


Figure 4.8. Spectres vibratoires obtenus pour une surface avec pour caractéristiques C = ∞, S_q = 0,5 µm, S_{al} = 50 µm (a) avec une distribution gaussienne et (b) une distribution exponentielle.

Sur la **Figure 4.9** sont donnés les résultats pour une rugosité plus élevée, 0,8 µm. Contrairement au cas précédent, on remarque une nette diminution de l'amplitude de l'ensemble des harmoniques sur toutes les fréquences, distincte du phénomène mentionné précédemment. Autrement dit, cela montre là aussi que les paramètres d'entrée de notre modèle sont liés dans leur influence sur la réponse vibratoire.

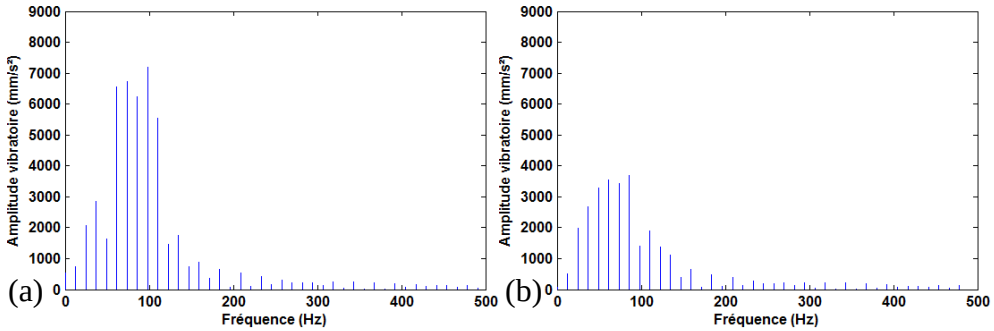


Figure 4.9. Spectres vibratoires obtenus pour une surface avec pour caractéristiques C = ∞, S_q = 0,8 µm, S_{al} = 90 µm (a) avec une distribution gaussienne et (b) une distribution exponentielle.

2.3.3. Impact de l'amplitude de rugosité sur les vibrations du pion

Les spectres de la **Figure 4.10** montrent l'influence de l'amplitude de rugosité pour le cas d'une courbure de 10 cm de rayon. L'augmentation de l'amplitude de rugosité de 0,2 à 0,8 µm semble engendrer une augmentation de l'amplitude des harmoniques.

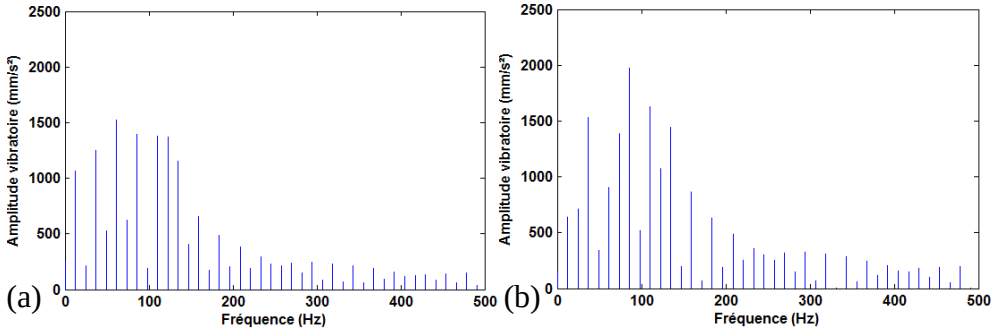


Figure 4.10. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques C = 10 cm, S_{al} = 50 µm (a) S_q = 0,2 µm et (b) S_q = 0,8 µm.

Lorsque la longueur d'autocorrélation est plus élevée, l'amplitude vibratoire augmente aussi avec l'augmentation de la rugosité quadratique (**Figure 4.10**). Toutefois, on peut remarquer un léger shift en fréquence des harmoniques les plus énergétiques.

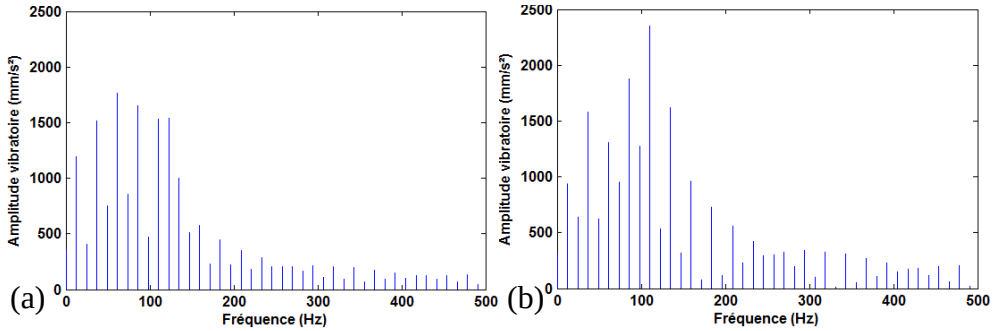


Figure 4.11. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques C = 10 cm, S_{al} = 90 µm (a) S_q = 0,2 µm et (b) S_q = 0,8 µm.

2.3.4. Impact de la longueur d'autocorrélation sur les vibrations du pion

La **Figure 4.12** montre en exemple deux spectres mettant en avant l'influence de la longueur d'autocorrélation qui caractérise en particulier la taille moyenne des motifs de la surface. Il ne semble pas y avoir d'effet important vis-à-vis de

l'augmentation de la longueur d'autocorrélation, hormis une diminution des amplitudes autour de 100 Hz.

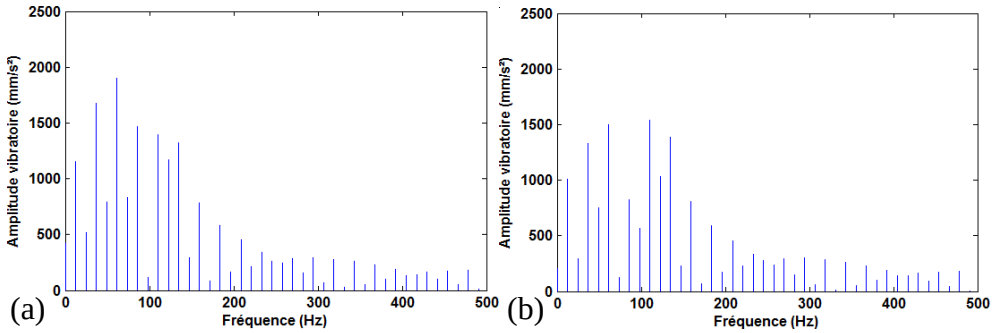


Figure 4.12. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques C = 10 cm, S_q = 50 µm (a) S_{al} = 10 µm et (b) S_{al} = 90 µm.

Cependant, avec une rugosité quadratique plus importante (**Figure 4.13**), on peut noter une augmentation assez nette de l'amplitude de l'ensemble des harmoniques avec l'augmentation de la longueur d'autocorrélation. Ceci peut s'expliquer par une distribution plus isolée des irrégularités et donc des aspérités de surface, permettant ainsi plus de mises en contact lors du mouvement du pion. On peut conclure alors que l'impact de la longueur d'autocorrélation est lié à celui de la rugosité.

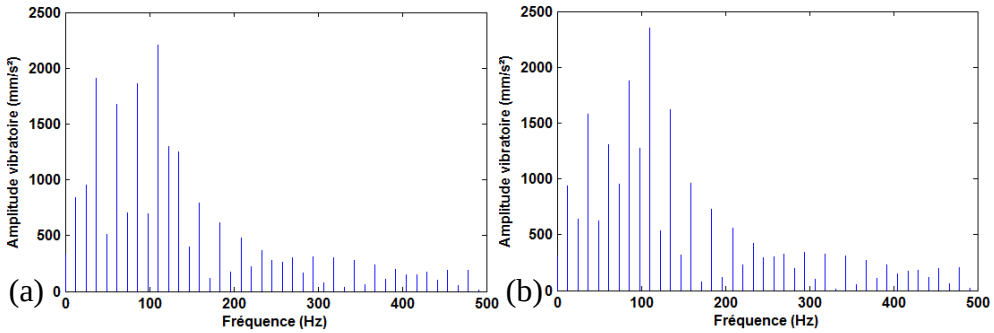


Figure 4.13. Spectres vibratoires obtenus pour une surface de distribution gaussienne, avec pour caractéristiques C = 10 cm, S_q = 80 µm (a) S_{al} = 10 µm et (b) S_{al} = 90 µm.

2.3.5. Analyse de la variance du comportement vibratoire du pion

L'influence de chaque paramètre pris indépendamment ne semble ainsi pas assez nette et pour cette raison nous avons réalisé une analyse de variance (ANOVA) sur toutes les simulations effectuées afin de séparer plus clairement les contributions de chaque facteur et de leurs interactions de niveau deux. Une analyse de type III a été réalisée. Ce type d'ANOVA est le plus valide lorsque, comme dans notre cas, les interactions entre les facteurs sont significatives pour l'explication des paramètres de sortie. Nous avons placé en entrée du modèle :

- la rugosité quadratique de la surface **S_q** (20 ; 50 ; 80 µm) ;
- la longueur d'autocorrélation **S_{al}** (10 ; 50 ; 90 µm) ;
- la distribution (gaussienne, exponentielle);
- le rayon de courbure **C** (10 cm ; 20 cm ; infini).

En sortie de ce modèle, deux paramètres, calculés sur les spectres de Fourier, ont été évalués :

- le **niveau vibratoire moyen**, c'est-à-dire la moyenne des amplitudes. Celui-ci a été utilisé afin d'obtenir des informations sur le niveau des harmoniques de manière générale ;
- le **Kurtosis**, c'est-à-dire le facteur d'aplatissement du spectre vibratoire. Celui-ci permet de décrire la forme du spectre. Sa définition est rappelée dans le chapitre 1 de ce mémoire.

Les pourcentages de contributions au niveau vibratoire, calculés à partir des tests de Fisher comme rappelé dans le chapitre 3, sont donnés sur la **Figure 4.14**. On remarque que l'interaction de la rugosité quadratique avec le rayon de courbure est le facteur le plus influent dans l'amplitude de la réponse vibratoire, avec plus de 40 % de contribution. La rugosité quadratique seule vient ensuite. Sa contribution est telle qu'elle apparaît presque au niveau du premier facteur. Cela ne fait que renforcer l'idée que l'amplitude de la rugosité, par son interaction avec le rayon de courbure et donc la forme du contact mais aussi par elle-même, contribue à la grande majorité de la variation en amplitude de la réponse vibratoire. Le troisième facteur quant à lui est l'interaction de la rugosité avec la longueur d'autocorrélation, avec une contribution à hauteur de 4 %. Les autres facteurs sont en comparaison très négligeables.

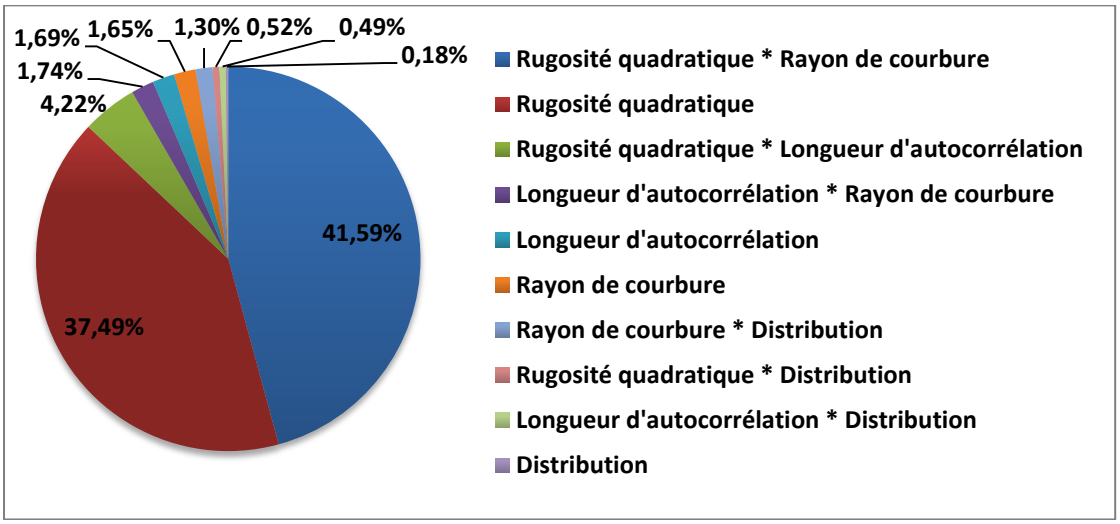


Figure 4.14. Contributions en pourcentage de chaque facteur sur le niveau vibratoire moyen. Les interactions sont indiquées avec un astérisque entre les deux facteurs interagissant.

En ce qui concerne les contributions au Kurtosis, c'est-à-dire à la forme de l'enveloppe des spectres vibratoires, elles sont données sur la **Figure 4.15**. Le rayon de courbure est ici la contribution majeure, avec plus de 44 %. Autrement dit, la forme du spectre est très liée aux échelles macro-géométriques. Il est intéressant de noter que la seconde contribution est la longueur d'autocorrélation caractérisant la largeur moyenne des motifs de surface. Viennent ensuite deux interactions, qui sont celles de la rugosité quadratique avec longueur d'autocorrélation et le type de distribution. En additionnant l'ensemble des contributions de la longueur d'autocorrélation (20,9 %) et du rayon de courbure (51,6 %), on peut alors indiquer que l'échelle macro-géométrique est environ deux fois plus influente que l'échelle micro-géométrique sur la forme du spectre des vibrations.

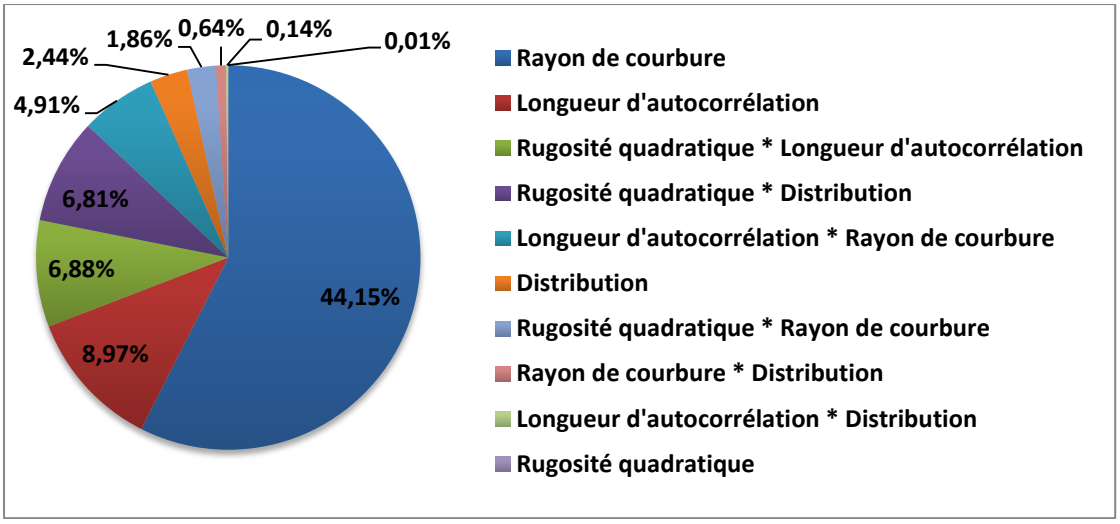


Figure 4.15. Contributions en pourcentage de chaque facteur sur le Kurtosis. Les interactions sont notées avec un astérisque entre les facteurs.

2.4. Conclusions

Nous avons pu mettre en avant l'impact important de la micro-géométrie sur la génération de vibrations lors d'un contact sec et dans des conditions de charge et de déplacement reproduisant celles entre deux dentures. Plus particulièrement, il a été montré que l'amplitude des micro-irrégularités a un effet aussi important que la macro-géométrie des surfaces sur l'amplitude des vibrations générées lors d'un contact sec. Concernant la répartition des harmoniques mises en jeu, même si la macro-géométrie des surfaces est le paramètre d'ordre 1, l'échelle des irrégularités micro-géométriques de la surface est un paramètre très influent.

3. Simulation à l'échelle d'un engrenage hélicoïdal et calcul de l'erreur de transmission

Après avoir mis en avant l'influence de la micro-géométrie sur la génération de vibrations à l'échelle locale d'un contact, nous avons étudié la réponse vibratoire à l'échelle de l'engrenage. Un modèle éléments finis de calcul de l'erreur de transmission a été développé. Le but de celui-ci a été de déterminer l'influence de certaines caractéristiques de surface, plus particulièrement l'amplitude et l'échelle de la rugosité, sur les vibrations générées par l'engrenage. Il est important de rappeler que le spectre vibratoire d'un engrenage et celui de l'erreur de transmission sont étroitement liés.

3.1. Description du modèle

Les deux pièces utilisées dans ce modèle éléments finis sont l'arbre primaire et le pignon de descente du réducteur RA0, précédemment étudiés expérimentalement. Ces derniers ont été directement importés à partir des modèles numériques dessinés par Renault. Afin de réduire les nombre d'éléments du maillage, les pièces ont vu leur géométrie simplifiée, avec notamment un certain nombre de dents enlevées (**Figure 4.16a** et **b**).

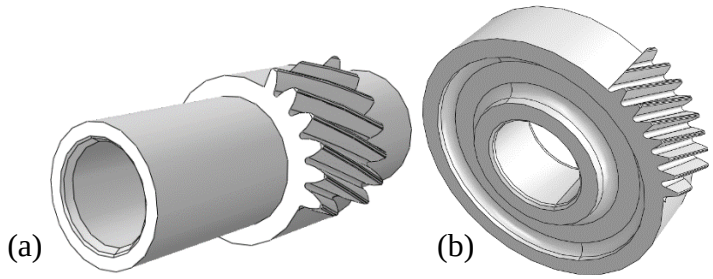


Figure 4.16. Images (a) de l'arbre primaire et (b) du pignon de descente.

Les éléments utilisés dans le maillage sont des éléments tétraédriques quadratiques (C3D10). Le maillage des pièces elles-mêmes est assez grossier sur les arbres mais est plus fin sur les dents afin de pouvoir approcher au mieux leur forme réelle (**Figure 4.17**). Tout comme dans la simulation à l'échelle du contact, une couche d'éléments plus fins hexaédriques quadratiques (C3D8R) de 10 µm d'épaisseur a été mise en place sur les surfaces des flancs engrenant, c'est à dire le couple de dents central étudié. Il est d'une taille de 30 × 30 µm en surface (**Figure 4.18**) et est plus grossier sur les dents avoisinantes.

Une vitesse de 1500 tours par minutes, soit environ 157 rad.s^{-1}, a été donnée à l'arbre primaire et un couple résistant de 8 Nm a été appliqué au pignon de descente afin de se rapprocher au plus des conditions expérimentales. Les deux arbres ont été arrêtés en translations selon leur axe de rotation.

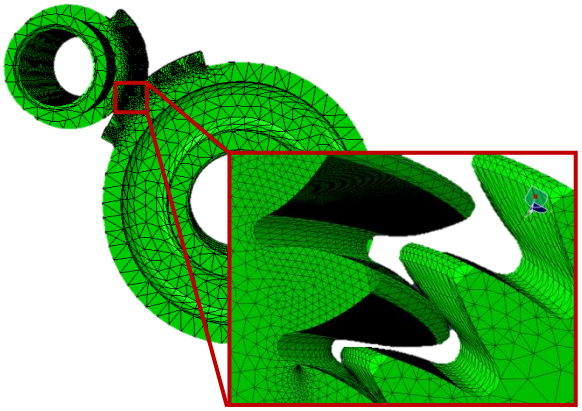


Figure 4.17. Vue d'ensemble du maillage des pièces avec zoom sur les dentures.

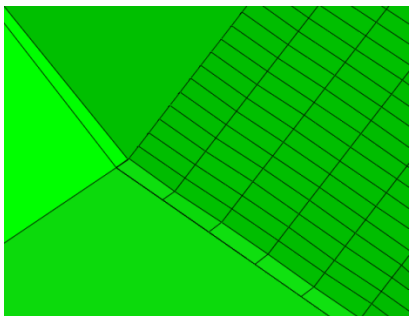


Figure 4.18. Couche d'éléments raffinés sur le flanc de l'arbre primaire (haut de dent du pignon de descente).

Les topographies ont été intégrées de manière similaire au modèle décrit précédemment, la différence étant dans la taille du maillage des surfaces qui est de 30 par 30 µm. En effet en utilisant la plateforme de calcul ROMEO nous avons pu atteindre une résolution qui nous permet d'étudier l'influence de la microrugosité des

surfaces dentures. Des essais ont été effectués pour utiliser un maillage plus fin, mais les contraintes de puissance informatique l'ont limité à la taille indiquée ci-dessus. Les paramètres matériaux utilisés sont donnés dans le **Tableau 4.2**.

Tableau 4.2. Paramètres matériaux utilisés.

Matériau	Acier doux
Module de Young	210 GPa
Coefficient de Poisson	0,3
Masse volumique	7800 $kg.m^{-3}$

3.2. Paramètres d'entrée du modèle numérique

Deux types de surfaces ont été intégrés dans le modèle. Dans un premier temps, des surfaces générées numériquement ont été utilisées afin d'étudier les paramètres d'amplitude et d'échelle de rugosité et leur impact sur l'erreur de transmission. Les paramètres du plan de simulation sont donnés dans le **Tableau 4.3**. Les simulations 1 à 6 servent à identifier l'influence de l'échelle. Les simulations 7 et 8 sont là pour étudier l'effet de l'amplitude de rugosité. Enfin, les simulations 9 à 12 ont été utilisées afin de déterminer l'importance de l'échelle de rugosité seulement dans la direction de profil.

Tableau 4.3. Variabilité des paramètres surfaciques étudiés.

<table>
<tr><th rowspan="2">Numéro de la simulation</th><th rowspan="2">Rugosité quadratique S_q (µm)</th><th colspan="2">Longueur d'autocorrélation S_{al} (µm) dans les directions</th></tr>
<tr><th>De profil</th><th>D'hélice</th></tr>
<tr><td>1</td><td rowspan="6">0,5</td><td colspan="2">30</td></tr>
<tr><td>2</td><td colspan="2">50</td></tr>
<tr><td>3</td><td colspan="2">70</td></tr>
<tr><td>4</td><td colspan="2">90</td></tr>
<tr><td>5</td><td colspan="2">120</td></tr>
<tr><td>6</td><td colspan="2">150</td></tr>
<tr><td>7</td><td>0,2</td><td colspan="2" rowspan="2">50</td></tr>
<tr><td>8</td><td>0,8</td></tr>
<tr><td>9</td><td rowspan="4">0,5</td><td>60</td><td rowspan="4">50</td></tr>
<tr><td>10</td><td>90</td></tr>
<tr><td>11</td><td>120</td></tr>
<tr><td>12</td><td>150</td></tr>
</table>

Dans un second temps, des topographies mesurées par interférométrie optique ont été intégrées (**Figure 4.19**). Il s'agit des surfaces des pièces utilisées pour les essais expérimentaux en régime sec.

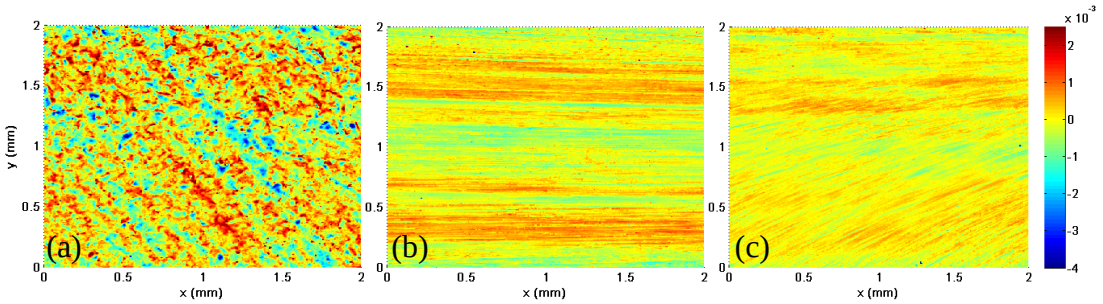


Figure 4.19. Trois topographies mesurées directement sur les pièces utilisées expérimentalement pour les essais vibratoires à sec. Les flancs sont (a) sans finition ; (b) rectifiés ; (c) powerhonés.

Elles possèdent une rugosité quadratique S_q de 0,5 µm pour les pièces finies et 1,2 µm pour les pièces sans finition. Leurs longueurs d'autocorrélation dans les directions de profil et d'hélice sont données dans le **Tableau 4.4**. On peut noter que les surfaces sans finition et powerhonées sont relativement proches, avec pour différence une inversion de direction en ce qui concerne la largeur moyenne de motifs. En ce qui concerne la rectification, les largeurs sont plus importantes, notamment dans la direction d'hélice.

Tableau 4.4. Calcul des longueurs d'autocorrélation dans les directions de profil et d'hélice pour les trois configurations étudiées.

	S_{al} dans la direction de profil (µm)	**S_{al} dans la direction d'hélice (µm)**
Rectification	48,5	122,3
Powerhoning	17,5	25,2
Sans finition	21,4	17,5

3.3. Résultats

L'erreur de transmission a été calculée à partir des coordonnées temporelles de 10 points situés sur le cylindre interne de chaque pièce. Les angles de rotation de chaque arbre ont ainsi pu être calculés et nous avons ainsi pu arriver à l'erreur de transmission, qui est la différence de rotation entre le menant et le mené. Le signal a été calculé sur toute la durée de la simulation (**Figure 4.20a**). Le signal de l'erreur de transmission a ainsi été reconstitué sur une rotation complète de l'arbre par concaténation de ce signal élémentaire (**Figure 4.20b**). La transformée de Fourier a ensuite été utilisée afin d'obtenir les composantes fréquentielles de ce signal, notamment les amplitudes des harmoniques d'engrènement (**Figure 4.21**).

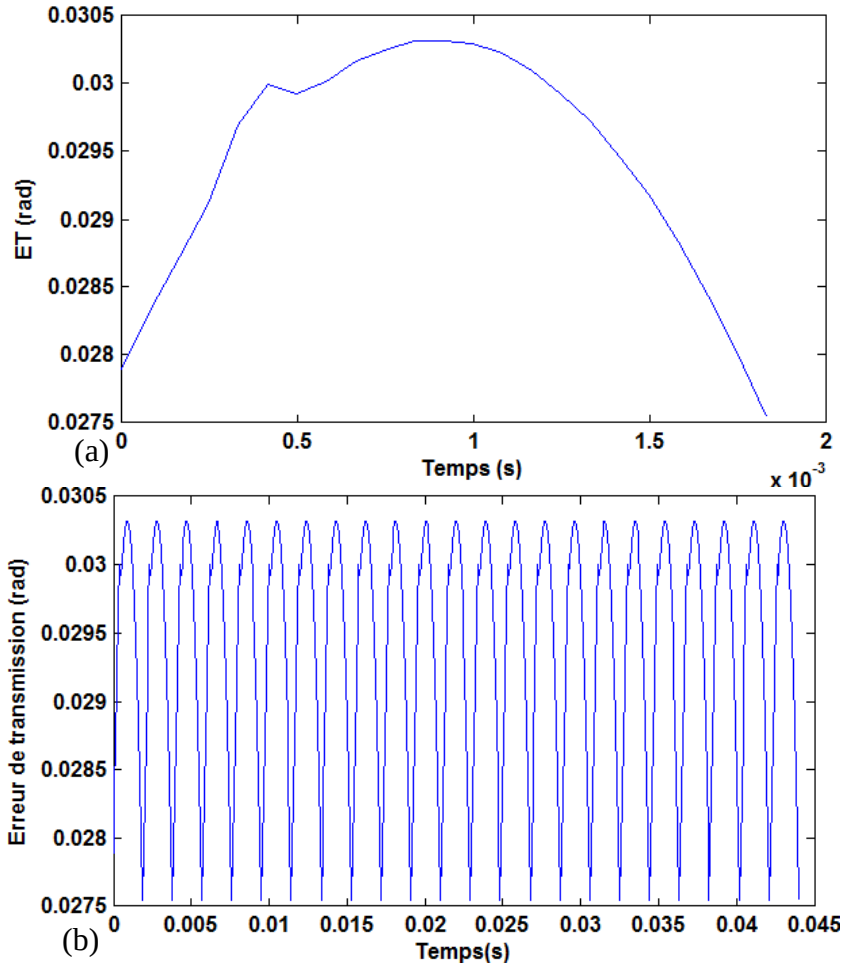


Figure 4.20. (a) Calcul de l'erreur de transmission (ET) pour la simulation d'un flanc rectifié ; (b) signal de l'ET reconstitué sur une rotation d'arbre primaire.

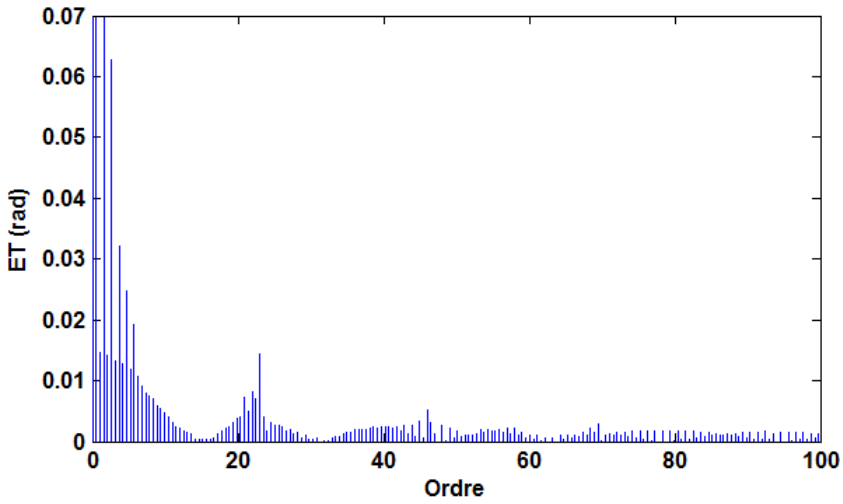


Figure 4.21. Spectre de Fourier du signal de la figure précédente.

3.3.1. Influence de l'amplitude de rugosité S_q

L'influence de la rugosité quadratique S_q a été investiguée à partir de trois surfaces générées numériquement. Une distribution gaussienne a été choisie dans la mesure où il s'agit de la distribution usuellement obtenue après usinage. En ce qui concerne la longueur d'autocorrélation, elle a été fixée à 50 µm. Enfin, pour la rugosité ont été pris les valeurs 0,2, 0,5 et 0,8 µm. Les spectres de l'erreur de

transmission calculés à partir des résultats des simulations sont donnés sur la **Figure 4.22**. Nous pouvons remarquer une contribution non négligeable de l'amplitude des irrégularités de surface sur celle des harmoniques d'engrènement.

Pour aller plus loin, comme pour la partie expérimentale, la moyenne des trois premières harmoniques d'engrènement a été calculée (**Figure 4.23**). On peut clairement observer une augmentation linéaire de l'amplitude des harmoniques d'engrènement avec l'augmentation de l'amplitude de rugosité.

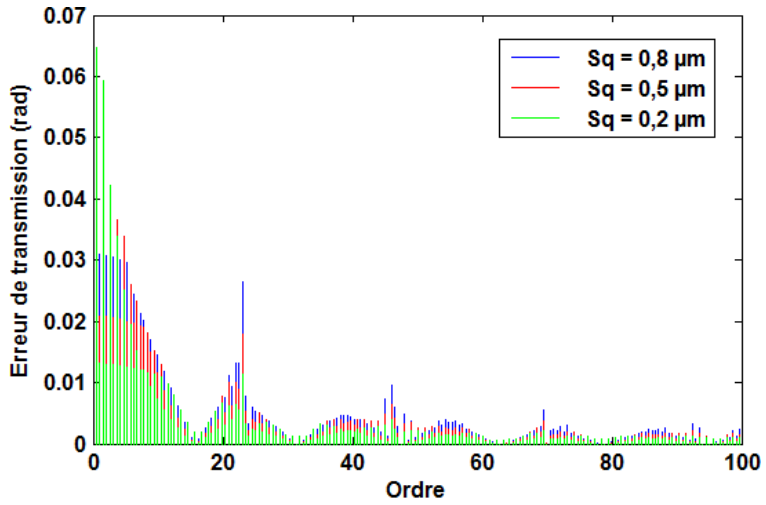


Figure 4.22. Spectres de l'erreur de transmission pour des surfaces ayant une même longueur d'autocorrélation S_{al} de 50 µm et des rugosités quadratiques S_q de 0,2, 0,5 et 0,9 µm.

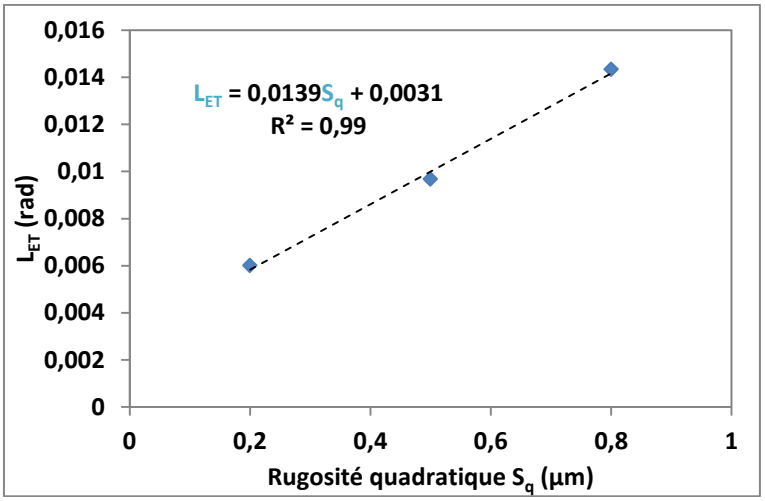


Figure 4.23. Comparaison des niveaux moyens de l'erreur de transmission pour une longueur d'autocorrélation S_{al} = 50 µm et pour trois rugosités quadratiques (S_q).

3.3.2. Influence de la longueur d'autocorrélation S_{al}

Pour étudier l'effet de la taille des motifs de surfaces, plusieurs longueurs d'autocorrélation, S_{al}, ont été utilisées : 30, 60, 90, 120 et 150 µm. La distribution surfacique est gaussienne et la rugosité quadratique S_q quant à elle a été fixée à 0,5 µm. En effet, il s'agit de celle la plus proche des surfaces expérimentales finies par rectification ou powerhoning. Les spectres de l'erreur de transmission calculés à partir des résultats des simulations sont donnés sur la **Figure 4.24**. Les résultats montrent peu de différences entre les harmoniques calculées.

La moyenne des trois premières harmoniques d'engrènement a été calculée pour chaque spectre (**Figure 4.25**). L'effet de l'échelle de rugosité est moins important que celui observé précédemment pour l'amplitude de rugosité. On peut noter une diminution de l'erreur de transmission avec l'augmentation de la longueur d'autocorrélation.

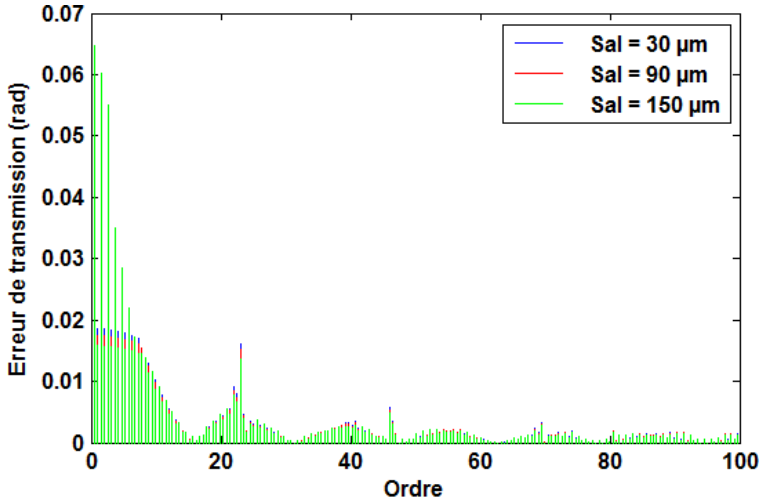


Figure 4.24. Spectres de l'erreur de transmission pour des surfaces ayant une même amplitude de rugosité (S_q = 0,5 µm) et des longueurs d'autocorrélation de 30, 90 et 150 µm.

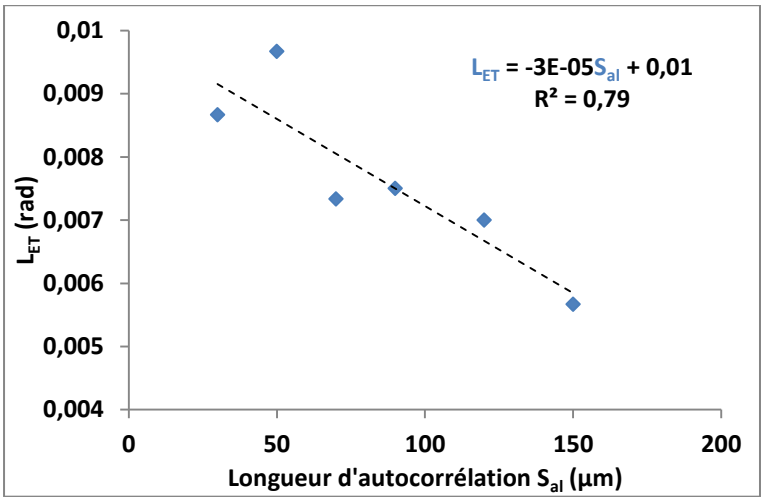


Figure 4.25. Comparaison des moyennes des trois premières harmoniques d'engrènement de l'erreur de transmission pour six longueurs d'autocorrélation.

3.3.3. Influence de l'anisotropie des flancs en termes de longueur d'autocorrélation

Afin d'étudier l'effet de l'anisotropie de la taille des motifs de surfaces, plusieurs longueurs d'autocorrélation, S_{al}, ont été utilisées dans la direction de profil : 30, 60, 90, 120 et 150 µm. En ce qui concerne la direction de l'hélice, une longueur d'autocorrélation commune de 50 µm a été introduite. La distribution surfacique est toujours gaussienne et la rugosité quadratique S_q est maintenue à 0,5 µm. Trois exemples de spectres d'erreur de transmission calculés sont donnés sur la **Figure 4.26**. Comme dans le cas précédent, les résultats ne montrent pas de modifications majeures entre les différents cas. Toutefois, il est intéressant de noter une diminution similaire de l'amplitude globale avec l'augmentation de la longueur d'autocorrélation.

Cette diminution est mise en avant sur la **Figure 4.27** où sont données les moyennes des trois premières harmoniques d'engrènement des spectres calculés.

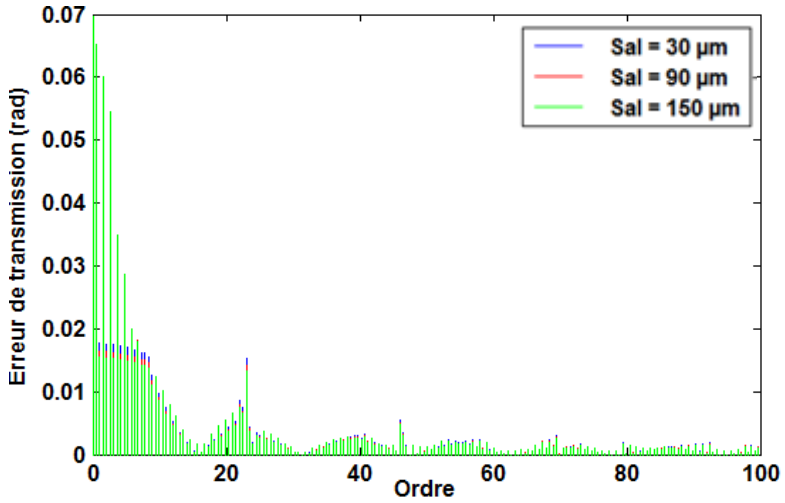


Figure 4.26. Spectres de l'erreur de transmission pour des surfaces ayant une même amplitude de rugosité et des longueurs d'autocorrélation de 50 µm dans la direction d'hélice et de 30, 90 et 150 µm dans la direction de profil.

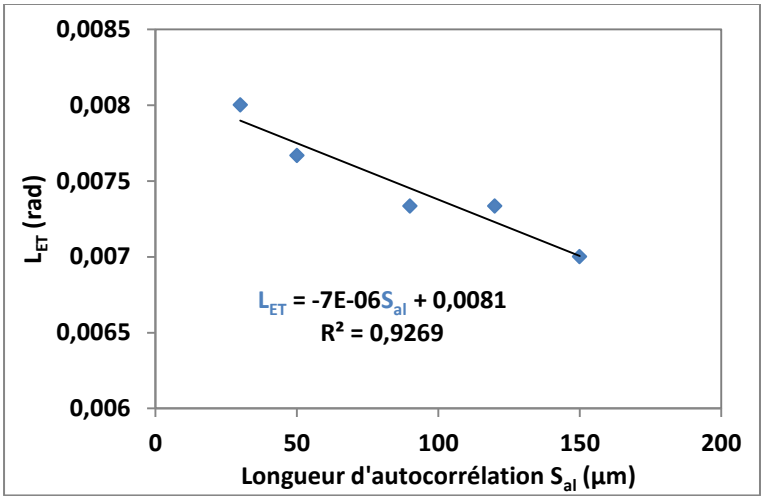


Figure 4.27. Comparaison des moyennes des trois premières harmoniques d'engrènement de l'erreur de transmission pour les cas d'anisotropie.

3.4. Comparaison des simulations avec les essais expérimentaux

Les surfaces introduites sont tirées des mesures effectuées sur les flancs de dentures des pièces, juste après fabrication, qui ont été utilisées pour les essais expérimentaux. Les résultats des essais sont ceux obtenus dès la première acquisition vibratoire.

Le maillage surfacique de 30 par 30 µm ne permet pas de faire la différence entre les surfaces finies, rectifiées et powerhonées, introduites. Toutefois, comme on peut le voir sur la **Figure 4.28**, notre simulation permet de discriminer les pièces finies de la pièce non finie. En effet, la différence entre les deux spectres est principalement sur son amplitude. Par exemple, la première harmonique d'engrènement possède une amplitude deux fois plus élevée pour la simulation avec un flanc non finie.

Nous avons calculé la moyenne des trois premières harmoniques d'engrènement, paramètre miroir du paramètre L_e calculé sur les essais expérimentaux. Les résultats ont été rassemblés dans le **Tableau 4.5**. Une large augmentation de l'amplitude des harmoniques d'engrènement de l'erreur de transmission est observée lors de la simulation d'une surface non finie. Cette différence en termes d'amplitude des irrégularités des surfaces est en mesure d'expliquer les fortes différences entre la surface non finie et les autres. Toutefois, il est intéressant de noter que les différences en amplitudes sont moindres que pour les essais expérimentaux. Il y a un facteur 5 de différence.

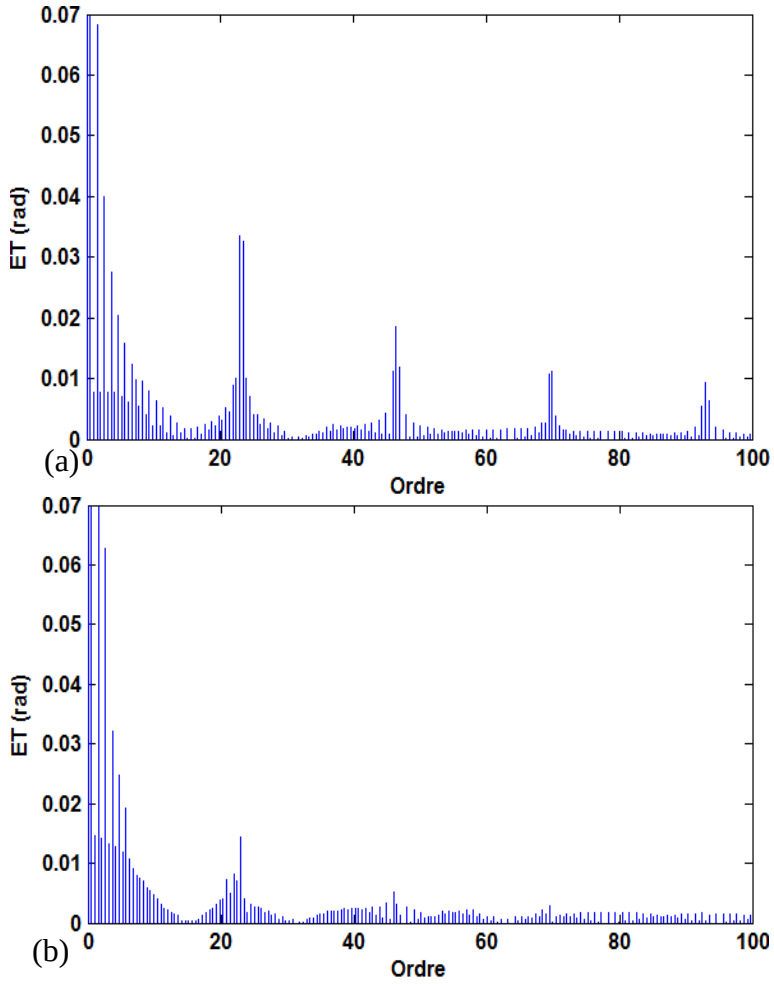


Figure 4.28. Spectres des simulations avec les surface introduites mesurées sur des flancs générés (a) Sans finition ; (b) avec finition (rectification ou powerhoning).

Tableau 4.5. Comparaison des résultats expérimentaux obtenus au tout début des essais et des simulations numériques.

	Expérimental L_e ($mm.s^{-2}$)	**Simulation L_{ET}** (rad)
Sans finition	17,1	0,062
Rectification	10,1	0,006
Powerhoning	4,9	

Pour plus de clarté, nous avons tracé la comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus par simulation numérique pour chaque harmonique (**Figure 4.29**). Il est intéressant de noter que dans le cas de la rectification, la

corrélation est très bonne, tandis qu'elle est biaisée pour le powerhoning. Ceci peut s'expliquer par le fait que les échelles principales des surfaces powerhonées se situent plus dans les échelles micro qui ne sont ici pas prises en compte aussi finement que possible. Pour les surfaces non finies, seule une harmonique (H2) est en bonne corrélation. Au final, il est nécessaire de raffiner d'avantage le maillage en surface pour pouvoir prendre mieux en compte la micro-géométrie de surface.

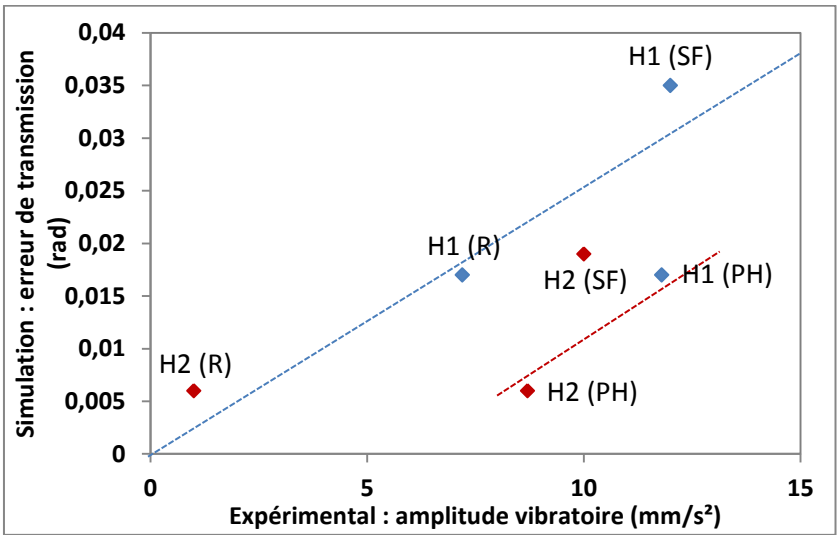


Figure 4.29. Comparaison des résultats expérimentaux et numériques. H1 et H2 renvoient respectivement aux harmoniques 1 et 2 des spectres. R : Rectification ; PH : Powerhoning et SF : Sans finition.

3.5. Conclusions

Les simulations numériques d'un engrènement ont pu montrer que l'amplitude des irrégularités des surfaces à l'échelle micro-géométrique était une contribution majeure lors d'un contact sec entre dentures sur le comportement vibratoire de l'engrenage. Ensuite, le modèle numérique est en concordance avec les essais expérimentaux mais nécessite une résolution encore plus fine pour discriminer les surfaces de denture finie.

4. Conclusion

Nous avons développé une simulation élément finie à l'échelle d'un contact sec dans des conditions de charge et de vitesse reproduisant celles entre deux dentures. Elle permet de calculer les vibrations générées par le déplacement d'un pion rugueux sur une surface elle-même rugueuse. Nous avons montré que l'amplitude des irrégularités contribue au même niveau que la macro-géométrie à l'amplitude des vibrations générées. L'échelle des irrégularités quant à elle impacte plutôt la répartition des harmoniques vibratoires mises en jeu.

Nous avons en parallèle développé une simulation à l'échelle de l'engrenage. Celle-ci permet de calculer l'erreur de transmission. A travers ces calculs, nous avons montré que l'amplitude des irrégularités de surface avait une influence majeure sur le comportement vibratoire, ce qui peut s'expliquer par le fait qu'il s'agisse d'un contact sec. Il est certain que cette influence sera moindre lors d'un contact lubrifié, comme nous avons pu le montrer expérimentalement. La comparaison des résultats des simulations avec ceux obtenus à partir des essais est prometteuse mais demande

d’autres cas de figures. Il sera intéressant d’effectuer un affinement du maillage afin de permettre la discrimination des procédés de finition entre eux, mais aussi d’introduire la lubrification. En effet, cela pourrait permettre de trouver des paramètres de surface optimisés pour le comportement vibratoire de l’engrenage.

Conclusions et perspectives

Le développement des moteurs hybrides et électriques a engendré le besoin d'avoir des flancs de denture de qualité toujours plus haute. En effet, les conditions d'utilisation ne sont plus les mêmes, avec des vitesses de rotation pouvant dépasser 10 000 tours par minute et la combustion ne couvrant plus le bruit de la transmission les seuils acoustiques sont plus sévères.

Bien que les objectifs principaux restent d'augmenter la capacité de chargement et la tenue en fatigue, réduire le bruit des engrenages est ainsi devenu une exigence majeure. Les défauts macro-géométriques des dentures ont depuis longtemps été étudiés dans ce but, avec des liens forts ayant été mis en avant notamment concernant la géométrie des dents ou bien l'assemblage de l'engrenage. Cependant, l'impact des échelles plus faibles, notamment celles de l'ondulation et de la rugosité, des flancs restent peu compris, alors que ces surfaces sont centrales dans le contact entre les dentures et dépendent étroitement du procédé de finition adopté (rectification, powerhoning…). Ce contexte a donc imposé de connaître et de comprendre l'acoustique des engrenages à des échelles jusque-là peu étudiées.

Dans ce cadre, ces travaux ont permis une avancée dans la compréhension de la contribution des échelles micrométrique dans la génération des vibrations dans le contact de l'engrènement. D'abord, une méthodologie de contrôle non destructif des flancs de denture par réplication a été mise en place. Cela a permis la mesure des topographies des flancs sans contact à l'aide d'un interféromètre optique. Ensuite, l'analyse de topographies de flanc de dentures sur une large bande d'échelles par l'utilisation d'une décomposition multi-échelle basée sur la transformée par ondelettes continues a permis la mise en évidence des différences de trois types de finition de dentures (sans finition, rectification et powerhoning). Enfin, une approche multiéchelle expérimentale et numérique a été développée pour établir les liens entre les irrégularités micro-géométriques et les vibrations générées.

Approche expérimentale multiéchelle

A l'échelle d'un engrenage

Un banc d'essais vibratoire instrumenté de faible puissance pour un engrenage simple étage a été développé au laboratoire MSMP au centre de l'ENSAM de Châlons-en-Champagne (**Figure 5.1**). La comparaison de mesures sur des pièces identiques issues de ce banc et d'un moyen industriel Renault à l'échelle 1 a permis la validation de ce dispositif expérimental. L'étude expérimentale et statistique par analyse de variance (ANOVA) des relations inhérentes entre les échelles des écarts de surface aux différentes échelles et les modes de vibrations générées mettent en avant l'impact de la bande de la longueur d'onde autour de « 1 mm » sur la bruyance denture dans les conditions de vitesse et de chargement étudiées.

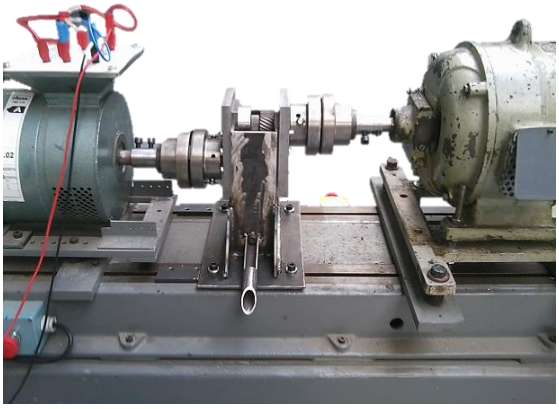


Figure 5.1. Banc d'essai instrumenté de faible puissance pour mesurer les vibrations d'un engrenage simple étage développé au laboratoire MSMP.

A l'échelle du contact entre flancs de dentures

Des mesures du bruit de frottement sur des flancs de denture sur un dispositif développé au laboratoire du LTDS à l'Ecole Centrale de Lyon ont été réalisées (**Figure 5.2**). Celles-ci ont permis de comprendre les relations reliant la cinématique du contact (vitesse), échelles de surface (espacement entre aspérités) et fréquences vibratoires. L'extrapolation de ces résultats à des vitesses proches de celles des essais expérimentaux à l'échelle de l'engrenage confirment bien les résultats et l'importance de certaines échelles de surface.

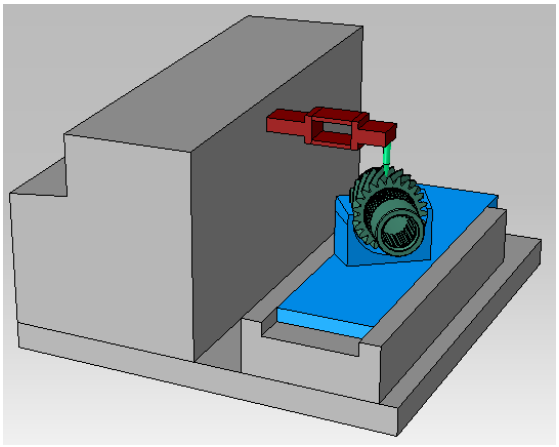


Figure 5.2. Schéma du dispositif de mesure de bruit de frottement pour les flancs de denture.

Cette démarche expérimentale a été confrontée à une modélisation numérique basée elle-aussi aussi sur un concept multiéchelle dans le but de réduire le nombre d'essais expérimentaux coûteux et d'élargir les pistes de recherche vers la proposition de nouvelles textures de surface « idéale » et innovante qui répondent en particulier à la contrainte de réduction de la bruyance denture.

Approche numérique multiéchelle

A l'échelle de la surface denture

Un modèle numérique éléments finis simulant les vibrations générées par un contact entre deux surfaces rugueuses a été développé. L'étude des contributions de la géométrie de contact, l'amplitude et l'échelle de rugosité sur le bruit de frottement par

analyse de variance (ANOVA) a montré l'effet déterminant de l'échelle de rugosité par rapport aux autres variables, notamment dans le cas d'un contact linéique tel que celui d'un engrènement.

A l'échelle d'un engrenage

Les modèles numériques éléments finis (EF) d'engrènement développés dans la littérature ne prennent pas en compte les échelles micrométriques de l'état de surface. Ils se limitent aux échelles de forme en appliquant un maillage à des résolutions de quelques millimètres. Ceci est dû d'une part au fait que les échelles micrométriques ont été longuement ignorées en sous-estimant leurs contributions et d'autre part aux limites des moyens informatiques et numériques pour traiter le problème des écarts micro-géométriques nécessitant un niveau de résolution aussi élevé (quelques microns).

Un modèle de simulation éléments finis en trois dimensions d'un engrenage à dentures hélicoïdales avec une résolution micrométrique sur les flancs et prenant en compte des surfaces réelles mesurées a été développé. Les simulations sont rendues possible grâce aux ressources de calcul performantes du centre de calcul de Champagne Ardennes « ROMEO » (151ème supercalculateur du monde en terme de puissance). Ce modèle a permis la mise en avant de l'influence des défauts micro-géométriques surfaciques sur l'erreur de transmission dont le spectre est fortement lié à celui des vibrations de l'engrenage. Les résultats de l'étude numérique confortent ceux obtenus expérimentalement.

Cette modélisation numérique 3D hybride relie ainsi des critères d'état de surface en entrée au fonctionnel vibratoire en sortie. Ceci ouvre alors des perspectives vers une spécification précise de la surface de denture idéale. Cette nouvelle définition passerait alors par les trois étapes suivantes :

- le couplage de ce modèle aux techniques de texturation virtuelles « Virtual Texturing » en vue d'identifier une texture antibruit optimale et de définir la gamme process permettant d'aboutir à cette texture ;

- l'identification des critères surfaciques multiéchelles pertinents pour réduire le bruit des transmissions par engrenages et, par la suite, relier ces critères à des paramètres process permettant de respecter le besoin fonctionnel de l'acoustique denture ;

- l'amélioration du modèle par une prise en compte plus rigoureuse du comportement multiphysique et tribologique du contact entre dentures, en particulier, en prenant en considération la thermique et le régime de lubrification. En effet ces phénomènes influent sur le frottement et l'usure de la surface denture et naturellement sur son comportement vibratoire.

Annexe A – Productions scientifiques

Publications en revues internationales

S. Jolivet, S. Mezghani, M. El Mansori and H. Zahouani. Gear noise behavior induced by its topological quality. Surface Topography: Metrology and Properties. 2014, 2.

S. Jolivet, S. Mezghani, M. El Mansori and B. Jourdain. Dependence of Tooth Flank Finishing on Powertrain Gear Noise. Journal of Manufacturing Systems, 2014, in press.

Présentations en congrès internationaux

S. Jolivet, S. Mezghani, M. El Mansori and H. Zahouani, Gear noise behavior induced by its topological quality. Met&Props, 19-21 juin 2013, Taipei, Taïwan.

S. Jolivet, S. Mezghani, M. El Mansori and H. Zahouani, Etude expérimentale et numérique de l'impact multiéchelle de la finition dentures sur les vibrations de l'engrenage, 26-28 mai 2014, Mulhouse, France.

S. Jolivet, S. Mezghani, M. El Mansori and H. Zahouani, 2014. Dependence of Tooth Flank Finishing on Powertrain Gear Noise. NAMRC42, 9-13 juin 2014, Detroit, US.

S. Jolivet, S. Mezghani, M. El Mansori and H. Zahouani. Numerical simulation of tooth surface finish effects on gear noise. ASME-ESDA 2014, 25-27 juin 2014, Copenhague, Danemark.

S. Jolivet, S. Mezghani, M. El Mansori, J. Isselin, A. Giraudeau and H. Zahouani. Friction and Lubrication Contribution of Microscale Surface Roughness to Gear Contact Noise. ICMCTF, 20-24 avril 2015, San Diego, USA.

S. Jolivet, S. Mezghani, M. El Mansori, J. Isselin, A. Giraudeau and H. Zahouani. Evaluation of Tooth Surface Micro-Finishing on Gear Noise. ESAFORM, 15-17 avril 2015, Graz, Autriche.

Références

[1] B. Goelzer, C.H. Hansen, G.A. Sehrndt, Fundamentals of Acoustics, in: B. Goelzer, C.H. Hansen, G.A. Sehrndt (Eds.), Occup. Expo. to Noise Eval. Prev. Control, World Health Organization, Geneva, 2001: pp. 23–52. http://www.who.int/occupational_health/publications/occupnoise/en/.

[2] "Echelle des niveaux sonores dB SPL" parPolBr, utilisé sous CC BY / découpée par rapport à l'original, (n.d.).

[3] Bandes de fréquence audibles par l'homme, (n.d.). http://www.ebiologie.fr/upload/s/35/bandes-de-frequence-audibles-par-l-homme.

[4] M. Norton, D. Karzcub, Fundamentals of Noise and Vibrations Analysis for Engineers, Cambridge , Cambridge University Press, 2003.

[5] S.L. Harris, Dynamic Loads on the Teeth of Spur Gears, in: Proc. Inst. Mech. Eng., 1958: pp. 87–112.

[6] D.B. Welbourn, Fundamental Knowledge of Gear Noise - A Survey, in: Conf. Noise Vib. Engines Transm., Cranfield, 1979: pp. 9–29.

[7] T. Chanvrier, E. Rigaud, J. Perret-Liaudet, Sirènement de boîte de vitesses automobile : confrontation calcul / essais en contexte réel, in: 20ème Congrès Français de Mécanique, Besançon, 2011: pp. 1–6.

[8] F.K. Choy, V. Polyshchuk, D.P. Townsendi, R.F. Handschuh, Analysis of the effects of surface pitting and wear on the vibration of a gear transmission system, 29 (1996) 77–83.

[9] B. Eftekharnejad, D. Mba, Monitoring Natural Pitting Progress on Helical Gear Mesh Using Acoustic Emission and Vibration, Strain. 47 (2011) 299–310. doi:10.1111/j.1475-1305.2010.00769.x.

[10] P.D. McFadden, Examination of a technique for the early detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of the meshing vibration, Mech. Syst. Signal Process. 1 (1987) 173–183. doi:10.1016/0888-3270(87)90069-0.

[11] W.Q. Wang, F. Ismail, M. Farid Golnaraghi, Assessment of Gear Damage Monitoring Techniques Using Vibration Measurements, Mech. Syst. Signal Process. 15 (2001) 905–922. doi:10.1006/mssp.2001.1392.

[12] P. Delhoume, M. Vercammen, P. Heringa, L'analyse des mécanismes de génération de bruits : un outil pour la réduction du bruit à la source. Cas des engrenages, Cah. Notes Doc. l'INRS (Institut Natl. Rech. Sécurité). 151 (1993) 279–292.

[13] Y. Kadmiri, Analyse vibro-acoustique du bruit de graillonnement des boîtes de vitesses automobiles, Ecole Centrale de Lyon, 2011. TEL Archives Ouvertes.

[14] J. Sabot, P. Brière, J. Perret-Liaudet, Comportement Vibratoire des Transmissions par Engrenages : Origines, Caractéristiques et Conséquences, J. Du GAMI, Mécanique, Matériaux, Electr. (1990) 79–80.

[15] J. Perret-Liaudet, Etude des Mécanismes de transfert entre l'Erreur de Transmission et la Réponse Dynamique d'une boîte de Vitesses d'Automobile, Ecole Centrale de Lyon, 1992.

[16] C. Bard, Modélisation du Comportement Dynamique des Transmissions par Engrenages, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1996.

[17] J.D. Smith, Gears and their Vibration: A basic Approach to Understand Gear Noise, Marcel Dek, Marcel Dekker inc./Macmillan Press Ltd., 1983.

[18] D.R. Houser, Chapter 14: Gear Noise, in: Dudley's Gear Handb., D. Townsen, McGraw Hill Book Co., 1991.

[19] D.R. Houser, Gear Noise - State of the Art, in: Proc. 17th Int. Conf. Noise Control Eng., Avignon, 1988: pp. 601–606.

[20] H. Houjoh, K. Umezawa, Aerodynamic Generation of Meshing Frequency Sound by Spur Gears, in: Proc. Int. Symp. Gearing Power Transm., Tokyo, 1981.

[21] A. Sibe, J. Sabot, Sound Transmission through Gearbox: Study and Modelling of the Internal Acoustic Sources, in: Proc. InterNoise, Liverpool, 1996: pp. 167–170.

[22] N. Iwatsuki, I. Hayashi, H. Maki, Estimation of Noise Power Radiated from Gear Bodies, in: Proc. Int. Conf. Motion Power Transm., 1991: pp. 49–53.

[23] S. Sato, H. Matsuhisa, Noise and Vibration of a Thin Helical Gear, in: Proc. Int. Symp. Gearing Power Transm., Tokyo, 1981: pp. 19–24.

[24] A. Bouchareb, Erreur Dynamique de Transmission induite par les Réducteurs Mécaniques de Vitesse utilisés en Robotique, Ecole Centrale de Lyon, 1988.

[25] S. Neriya, R.B. Bhat, T.S. Sankar, Dynamic Response of Helical Geared Shaft System Subjected to Random Support Excitations, in: Proc. 7th World Congr. IFTOMM Theory Mach. Mech., Séville, 1987: pp. 1295–1302.

[26] W. Pearce, M. Nielsen, W. Rouverol, Reducing Gear Noise Excitation, in: Proc. 2nd World Congr. Gearing, Paris, 1986: pp. 587–598.

[27] D. Remond, P. Velex, Comportement Dynamique et Acoustique des Transmissions par Engrenages - Synthèse bibliographique, Publ. Du CETIM. 192 (1993).

[28] Renault, Norme Renault 01-33-001/G : Dentures en développante de cercle : Définitions – Vérifications, (1996).

[29] M. El Badaoui, Contribution au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'analyse cepstrale, Université Jean Monnet (Saint Etienne), 1999.

[30] R.G. Munro, Gear Transmission Error, AGMA. 10 (1967).

[31] W.D. Mark, Analysis of the Vibratory Excitation of Gear Systems: Basic Theory, J. Acoust. Soc. Am. 63 (1978) 1409–1430.

[32] W.D. Mark, Gear Noise Origins, in: AGARD Conf. Proc. (Propulsion Energ. Panel Symp., Lisbonne, 1984: pp. 1–14.

[33] R.G. Munro, Optimum Profile Relief and Transmission Error in Spur Gears, in: 1st Int. Conf. Gearbox Noise Vib., Cambridge, 1991: pp. 35–44.

[34] M.L.W. Salzer, J.D. Smith, D.B. Welbourn, Simulation of noise from gears when varying design and manufacturing parameter, in: World Congr. Gearing, Paris, 1977.

[35] D.B. Welbourn, Gear Noise Spectra – a Rational Explanation, in: Proc. ASME Int. Conf. Power Transm. GearingInternational Power Transm. Gearing Conf., Chicago (US), 1977.

[36] H. Winter, H. Gerber, R. Muller, Investigations on the Excitation of Vibrations and Noise of Spur and Helical Gears, in: Proc. 5th ASME Int. Conf. Power Transm. Gearing, Chicago (US), 1989: pp. 765–772.

[37] D.B. Welbourn, Gears Errors and their Resultant Noise Spectra, Gearing 1970. 184 (1970) 131–139.

[38] J. Perret-Liaudet, J. Sabot, Dynamics of gears. A method for computation of vibration spectra, in: Proc. 8th World Congr. IFTOMM Theory Mach. Mech., Prague, 1991.

[39] D.B. Welbourn, Forcing frequencies due to gears, in: Conf. Vib. Rotating Syst., Londre (Ang), 1972.

[40] R.G. Munro, A Review of the Theory and Measurement of Gear Transmission Error, in: 1st Int. Conf. Gearbox Noise Vib., Cambridge, 1991: pp. 3–10.

[41] E.C. Grover, D. Anderton, Noise and Vibration in Transmissions, Eng. Dig. 32 (1971).

[42] R.J. Drago, How to design quiet transmissions, Mach. Des. (1980) 175–181.

[43] K. Umezawa, T. Suzuki, H. Houjoh, K. Bagiasna, Influence of Misalignement on Vibration of Helical Gears, in: Proc. 2nd Congr. Gearing, Paris, 1986: pp. 615–626.

[44] P. Velex, Contribution à l'analyse du comportement dynamique de réducteurs à engrenages à axes parallèles, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1988.

[45] D. Remond, Contribution à l'étude et à l'analyse expérimentale du bruit d'engrènement. Développement et application de la transformée en ondelettes rapide, Institut National de Sciences Appliquées de Lyon, 1991.

[46] J. Tuma, Dynamic transmission error measurements, Eng. Mech. 13 (2006) 101–116.

[47] E. Podzharov, V. Syromyatnikov, J.P. Ponce Navarro, R.P. Navarro, Static and Dynamic Transmissin Error in Spur Gears, Open Ind. Manuf. Eng. J. 1 (2008) 37–41. doi:10.2174/1874152500801010037.

[48] M. Åkerblom, M. Pärssinen, A study of Gear Noise and Vibration, (2002). http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:139881 (accessed January 06, 2015).

[49] E. Bergseth, S. Sjöberg, S. Björklund, Influence of real surface topography on the contact area ratio in differently manufactured spur gears, Tribol. Int. 56 (2012) 72–80. doi:10.1016/j.triboint.2012.06.014.

[50] R.B. Randall, A New Method of Modeling Gear Faults, J. Mech. Des. 104 (1982) 259–267.

[51] A. Kassai, J.P. Mathieu, G. Chahmirian, Sirènement de denture : composantes non harmoniques de l'engrènement liées à la rectification par génération, in: 3ème Congrès Mond. Des Engrenages Des Transm., Paris, 1992: pp. 853–864.

[52] P. Ducret, Prédiction du bruit rayonné par les carters des transmissions à engrenages, Ecole Centrale de Lyon, 1997.

[53] E. Rigaud, D. Barday, Modélisation et analyse de l'erreur statique de transmission sous charge. Influence des déformations des roues et interactions entre les couples de dents en prise, in: 12ème Colloq. Vib. Chocs Bruit, Ecully, 1998.

[54] M. Åkerblom, Gear Noise and Vibration – A Literature Survey, Stockholm, 2001. http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:139878/FULLTEXT01.pdf.

[55] K. Yakhou, Validation expérimentale d'un modèle dynamique global de boîte de vitesses automobile, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1999.

[56] W.D. Mark, Contributions to the vibratory excitation of gears systems from periodic undulations on tooth running surfaces, J. Acoust. Soc. Am. 91 (1992) 166–186.

[57] W.D. Mark, Gear noise excitation, in: R. Hickling, M. Kamal (Eds.), Engine Noise. Excit. Vib. Radiat., Plenum Pre, 1982: pp. 55–89.

[58] P.J. Sweeney, R.B. Randall, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers , Part C : Journal of Mechanical Engineering Science Gear transmission error measurement using phase demodulation, (1996). doi:10.1243/PIME.

[59] J.D. Smith, Comparing encoder and accelerometer measurement of transmission error or torsional vibrations, in: Proc. I.M.E. First Int. Conf. Gearbox Noise Vib., Cambridge, 1990: pp. 43–49.

[60] R.J. Drago, Fundamentals of gear design, Illustrate, 1988.

[61] L. Faure, Contrôle des engrenages, mesure de l'écart de transmission, CETIM Inf. (1989) 47–55.

[62] J.D. Smith, A modular system for transmission error measurement, in: Proceeding of the I.M.E., 1988: pp. 439–442.

[63] D.R. Houser, Methods for measuring transmission error under load and operating speeds, in: SAE Off-Highw. Conf., Milwaukee, 1989: pp. 1367–1374.

[64] C.K. Tan, P. Irving, D. Mba, A comparative experimental study on the diagnostic and prognostic capabilities of acoustics emission, vibration and spectrometric oil analysis for spur gears, Mech. Syst. Signal Process. 21 (2007) 208–233. doi:10.1016/j.ymssp.2005.09.015.

[65] F.K. Omar, a. M. Gaouda, Dynamic wavelet-based tool for gearbox diagnosis, Mech. Syst. Signal Process. 26 (2012) 190–204. doi:10.1016/j.ymssp.2011.06.021.

[66] G. Dalpiaz, a. Rivola, R. Rubini, Effectiveness and Sensitivity of Vibration Processing Techniques for Local Fault Detection in Gears, Mech. Syst. Signal Process. 14 (2000) 387–412. doi:10.1006/mssp.1999.1294.

[67] T.H. Loutas, G. Sotiriades, I. Kalaitzoglou, V. Kostopoulos, Condition monitoring of a single-stage gearbox with artificially induced gear cracks utilizing on-line vibration and acoustic emission measurements, Appl. Acoust. 70 (2009) 1148–1159. doi:10.1016/j.apacoust.2009.04.007.

[68] F.B. Oswald, M.J. Valco, D.R. Houser, Comparison of Transmission Error Predictions with Noise Measurements for Several Spur and Helical Gears, (1994).

[69] J. Kaleta, Taillage et rectification des engrenages, Tech. l'Ingénieur. (1998). http://www.techniques-ingenieur.fr.

[70] J. Rech, Contribution à la compréhension des modes d'actions tribologiques et thermiques des revêtements en usinage – Application au cas du taillage de dentures à la fraise-mère à grande vitesse, l'Ecole Nationale Supérieur des Arts et Métiers, 2002.

[71] K.-D. Bouzakis, E. Lili, N. Michailidis, O. Friderikos, Manufacturing of cylindrical gears by generating cutting processes: A critical synthesis of analysis methods, CIRP Ann. - Manuf. Technol. 57 (2008) 676–696. doi:10.1016/j.cirp.2008.09.001.

[72] B. Karpuschewski, H.-J. Knoche, M. Hipke, Gear finishing by abrasive processes, CIRP Ann. - Manuf. Technol. 57 (2008) 621–640. doi:10.1016/j.cirp.2008.09.002.

[73] G. Henriot, Taillage et finition des engrenages, Tech. l'Ingénieur. (1984). http://www.techniques-ingenieur.fr.

[74] E. Brinksmeier, a. Giwerzew, Hard gear finishing viewed as a process of abrasive wear, Wear. 258 (2005) 62–69. doi:10.1016/j.wear.2004.09.032.

[75] S. Mezghani, Approches multi-échelles de caractérisation tridimensionnelle des surfaces – Applications aux procédés d'usinage, Ecole Centrale de Lyon, 2005.

[76] L. Sabri, Développement et mise en oeuvre d'une méthodologie d'analyse multi-échelle du procédé de rodage en prodution de série, Ecole Nationale Supérieur des Arts et Métiers, 2010.

[77] X. Jiang, P.J. Scott, D.J. Whitehouse, L. Blunt, Paradigm shifts in surface metrology. Part II. The current shift, Proc. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci. 463 (2007) 2071–2099. doi:10.1098/rspa.2007.1873.

[78] F. Barré, Contribution de l'analyse d'images à la caractérisation morphologiques des surfaces industrielles, Université Jean Monet, 1997.

[79] X. Chen, J. Raja, S. Simanapalli, Multi-scale analysis of engineering surfaces, Int. J. Mach. Tools Manuf. 35 (1995) 231–238. doi:10.1016/0890-6955(94)P2377-R.

[80] M. El Mansori, S. Mezghani, L. Sabri, H. Zahouani, On the concept of process signature in analysis of multistage surface formation, Surf. Eng. 26 (2010) 216–223.

[81] R. Husson, Identification des Origines des Déformations Révélées sur les Arbres de Boites de Vitesses au Traitement Thermique, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2013.

[82] G. Henriot, Engrenages : conception, fabrication, mise en oeuvre, 1999.

[83] S. Mezghani, M. El Mansori, A. Massaq, P. Ghidossi, Correlation between surface topography and tribological mechanisms of the belt-finishing process using multiscale finishing process signature, Comptes Rendus Mécanique. 336 (2008) 794–799. doi:10.1016/j.crme.2008.09.002.

[84] H.N. Hansen, R.J. Hocken, G. Tosello, Replication of micro and nano surface geometries, CIRP Ann. - Manuf. Technol. 60 (2011) 695–714. doi:10.1016/j.cirp.2011.05.008.

[85] S. Gasparin, H.N. Hansen, G. Tosello, Traceable surface characterization using replica moulding technology, in: 13th Int. Conf. Metrol. Prop. Eng. Surfaces, Twickenham, 2011: pp. 306–315.

[86] H. Zahouani, S. Mezghani, R. Vargiolu, M. Dursapt, Identification of manufacturing signature by 2D wavelet decomposition, Wear. 264 (2008) 480–485. doi:10.1016/j.wear.2006.08.047.

[87] I. Demirci, S. Mezghani, A. Mkaddem, M. El Mansori, Effects of abrasive tools onsurface finishing under brittle-ductile grinding regimes when manufacturingglass, J. Mater. Process. Technol. 210 (2013) 266–273.

[88] S. Wold, M. Sjöström, L. Eriksson, PLS-regression: a basic tool of chemometrics, Chemom. Intell. Lab. Syst. 58 (2001) 109–130. doi:10.1016/S0169-7439(01)00155-1.

[89] D.L. Massart, B.G. Vandeginste, L.M.C. Buydens, S. De Jong, P. Lewi, J. Smeyers-Verbeke, Handbook of Chemometrics and Qualimetrics: Part A, Elsevier, Amsterdam, 1998. doi:10.1016/S0922-3487(97)80056-1.

[90] J.P. Davim, P. Reis, Damage and dimensional precision on milling carbon fiber-reinforced plastics using design experiments, J. Mater. Process. Technol. 160 (2005) 160–167. doi:10.1016/j.jmatprotec.2004.06.003.

[91] M.K. Thompson, J.M. Thompson, Considerations for the incorporation of measured surfaces in finite element models, Scanning. 32 (2010) 183–98. doi:10.1002/sca.20180.

CARACTERISATION TRIBODYNAMIQUE DE LA BRUYANCE DENTURE POUR LA GESTION DU CONFORT ACOUSTIQUE DES CONDITIONS D'ENGRENEMENT EN FABRICATION

RESUME : Les standards d'économie de carburant à venir génèrent un développement rapide des véhicules électriques et hybrids. Ces contraintes régulatrices vont affecter le design des boîtes de vitesse qui conduit à des changements au niveau du type, de la taille et de la qualité des engrenages. Ainsi, les fabricants de roues dentées ont besoin de créer des flancs de dentures de haute qualité avec des modifications topologiques spéciales. Les objectifs principaux sont l'accroissement de la capacité de tenue en chargement et la réduction de la bruyance denture. En effet, la surface des flancs est au cœur des mécaniques de l'engrènement et un des éléments générateur d'excitations. Les mécanismes d'usure les plus communs sont les micro-piqûres, les piqûres et l'écaillage, qui apparaissent dans les premières étapes de défaillance. Bien que les effets des défauts macro-géométriques des surfaces des flancs de denture ont été largement étudiés, les échelles micro- et méso-métriques et leur influence n'est pas encore entièrement compris. De plus le choix et l'optimisation de procédé de finition denture (rectification, powerhoning…) pour améliorer le confort acoustique des conditions d'engrènement reste une issue majeure dans la fabrication des engrenages. Ces travaux proposent une approche multiéchelle de la fabrication, à la fois expérimentale et numérique, dans le but d'identifier l'effet d'échelle des défauts micro- et méso-métriques sur les vibrations de l'engrenage. Un banc d'essai vibratoire instrumenté de faible puissance a été développé et validé par la comparaison de mesures sur boîte de vitesse sur un moyen industriel Renault. Les études expérimentales des relations entre la finition des surfaces des flancs, caractérisée par l'utilisation d'une décomposition multiéchelle basée sur la transformée par ondelettes continues, et les modes vibratoires générés mettent en avant un impact non-négligeable de des échelles de rugosité et d'ondulation. Les mesures de bruit de frottement sur les flancs ont par ailleurs permis de comprendre le lien entre la cinématique du contact (vitesse), les échelles de surface (espacement entre aspérités) et les fréquences vibratoires. Une simulation 3D d'un contact rugueux a alors été développée. Les résultats couplés avec une analyse statistique des contributions des paramètres surfaciques et de contact ont montré un large effet des échelles micrométriques. Enfin, un modèle éléments finis d'un engrenage hélicoïdal intégrant des topographies réelles mesurées et calculant l'erreur de transmission a aussi été développé et validé expérimentalement. L'importance de la qualité des engrenages et de leurs caractéristiques topologiques sur la densité de puissance et les problématiques acoustiques a alors été calculée et discutée.

Mots clés : engrenages ; bruyance denture ; bruit de frottement ; vibrations ; caractérisation de surface ; décomposition multiéchelle ; simulation éléments finis.

TRIBODYNAMIC CHARACTERIZATION OF GEAR TOOTH NOISE TO MANAGE THE ACOUSTIC COMFORT OF MESHING CONDITIONS IN MANUFACTURING

ABSTRACT: Upcoming fuel economy standards result in the rapid development of electric and hybrid vehicles. Such regulatory demands will affect the transmission design, which drives changes in the type, size and quality levels of gears. Thus, gear manufacturers need to create high quality gear flanks with special topological modifications. The main objectives are to increase the load-carrying capacity of gears, and also to reduce the gear noise behavior. The teeth surface is indeed at the heart of the gear meshing mechanics and one of the elements generating excitations. The most common wear mechanisms in gear are micro-pitting, pitting and spalling, which occur on the teeth surface at the early stage of failure. While the effect of the macro-geometric defects of the gear teeth surface on the acoustics response of spur gear pair has been studied quite thoroughly, the micro and meso scales and their influence are not entirely understood. Moreover, the choice and optimization of the tooth flank finishing process (grinding, powerhoning…) to manage the acoustic comfort of the meshing conditions is still a major issue in gear manufacturing. This study addresses a multiscale manufacturing approach, both experimental and numerical, in order to identify the scale effect of micro/meso defects on gear vibrations. A low-powered instrumented vibratory test bench has been developed and validated by comparing the measurements with the ones done at the industrial scale on a gear box test rig from Renault. The experimental work investigated the relationship between the surface finish of tooth flanks, which was characterized using a multiscale decomposition based on continuous wavelet transform, and the modes of the generated vibrations as a function of roughness and waviness scales. The friction noise measurements on tooth flanks have besides permitted to understand the link between the contact kinematics (speed), the surface scales (space between the asperities) and the vibration frequencies. A 3D finite-element simulation model of a rough contact was hence developed. The results coupled with the statistical analysis of the contributions of the surface and contact parameters have shown the large effect of the micro-scales. A 3D finite-element gear simulation using real measured topographies and transmission error calculation has also been performed and experimentally validated. The prevalence of the gear quality and its topological features on power density and sound issues are hence computed and discussed.

Keywords: gears; gear noise; friction noise; vibrations; surface characterization; multiscale decomposition; finite elements simulation.



ARTS ET MÉTIERS ParisTech

ParisTech INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY