



HAL
open science

Contribution à la modélisation de la qualité géométrique des surfaces générées en perçage vibratoire : application au cas de pièces aéronautiques en alliage de titane

Ti6Al4V

Raphaël Lorain

► To cite this version:

Raphaël Lorain. Contribution à la modélisation de la qualité géométrique des surfaces générées en perçage vibratoire : application au cas de pièces aéronautiques en alliage de titane Ti6Al4V. Autre. Université de Lyon, 2021. Français. NNT : 2021LYSEE001 . tel-03254964

HAL Id: tel-03254964

<https://theses.hal.science/tel-03254964>

Submitted on 9 Jun 2021

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

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



ÉCOLE
CENTRALE LYON



CENTRALE LYON
ENISE

N° d'ordre NNT : 2021LYSEE001

Année 2021

THÈSE DE DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON

opérée au sein de
l'École Centrale de Lyon
et de l'École Nationale d'Ingénieurs de Saint-Etienne

École Doctorale N° 488
SCIENCES, INGÉNIERIE, SANTÉ
Spécialité : Mécanique et Ingénierie

Soutenue le 05/02/2021

par :

Raphaël Lorain

Contribution à la modélisation de la qualité géométrique des surfaces générées en perçage vibratoire - Application au cas de pièces aéronautiques en alliage de titane Ti6Al4V

Devant la commission d'examen composée de :

| | | |
|--------------------|---|--------------|
| Jean-Yves HASCOET | Professeur à l'École Centrale de Nantes | Président |
| Philippe LORONG | Professeur à ENSAM Paris | Rapporteur |
| Yann LANDON | Professeur à l'Université de Toulouse | Rapporteur |
| Henri PARIS | Professeur à l'Université Grenoble-Alpes | Examinateur |
| Georges MORARU | Maître de Conférences à ENSAM Aix-en-Provence | Examinateur |
| Lionel DUMAS | Responsable R&D chez TIVOLY | Examinateur |
| Joël RECH | Professeur à l'ECL - ENISE | Directeur |
| Frédéric VALIORGUE | Maître de Conférences HDR à l'ECL - ENISE | Co-directeur |

Remerciements

Je remercie tout d'abord les membres du jury, en premier lieu Messieurs Philippe Lorong et Yann Landon, qui ont accepté de rapporter les travaux exposés dans cette thèse. Je remercie également Messieurs Henri Paris, Georges Moraru et Jean-Yves Hascoët ayant accepté d'endosser le rôle d'examineur.

Je tiens à remercier particulièrement Joël Rech, mon directeur de thèse, qui fût avant cela mon enseignant à l'ENISE pendant de nombreuses années. Tout ce temps passé ensemble nous a permis de nouer une relation de confiance, dont le meilleur témoin de la part de Joël est l'exigence qu'il m'impose dans la réalisation de mon travail. Il a compris quelles étaient mes forces et mes faiblesses, m'a soutenu pour exploiter mes qualités et conseillé pour progresser là où cela était nécessaire. Si ce manuscrit est un temps soit peu didactique, c'est d'abord grâce à ses conseils, ayant permis de forcer ma nature traduisant une vision du monde plutôt faite d'équations que de schéma et autres représentations graphiques. Je remercie également Frédéric Valiorgue, qui a participé à cette aventure en tant que co-directeur. De nouveau, c'est de longue date que nos routes se sont croisées, depuis un premier TD de résistance des matériaux pendant mes premières années à l'ENISE. Il m'a aidé à prendre de la hauteur sur mon travail et à mieux le remettre en perspective par rapport à l'existant.

J'ai eu la chance de réaliser une mobilité à l'international pendant cette thèse, et je ne peux que remercier chaleureusement tous ceux qui m'ont accueilli à l'Université de Colombie Britannique. En premier lieu, le Professeur Altintas, qui m'a tout de suite ouvert les portes de son laboratoire, m'a permis d'assister à ses cours, et a pris sur son temps pour m'accompagner dans la réalisation de mes modèles. J'ai fait la connaissance d'un grand homme, dont la gentillesse n'a d'égale que son savoir.

Je profite de cette page pour remercier Jean-Philippe Costes pour m'avoir permis d'utiliser le matériel d'analyse modale de l'ENSAM de Cluny et de m'avoir apporté ses conseils pour réussir les identifications dont j'ai eu besoin.

Cette thèse n'aurait pu voir le jour sans la volonté de Jean-François Tivoly, PDG du groupe du même nom, et je le remercie à ce titre, mais pas seulement. Jean-François a montré son intérêt pour mes travaux durant toutes les années de la thèse, passant plusieurs demi-journées entières pour suivre l'avancée des travaux, n'hésitant pas à se plonger dans les équations pour saisir en profondeur la nature des développements que nous réalisons. Au quotidien, mes travaux ont été suivi par Lionel Dumas, responsable du CRAOC (Centre de Recherche Appliqué à l'Outil Coupant) au sein de Tivoly. Lionel m'a transmis ses connaissances techniques, issues de sa longue expérience dans l'outil coupant. Sans cela, il est certain que les débuts de la thèses auraient été bien difficiles, au vue de la technicité entourant le procédé de perçage, et les subtilités liées à la géométrie des outils.

Je remercie toutes les personnes qui nous accompagnent à l'ENISE et au LTDS (Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes) pour faire que ces années de thèse se déroulent le mieux possible. Mme Tardy, je vous souhaite de profiter pleinement de votre retraite. Isabelle Pletto, tu prends soin de nous comme de tes plus proches, et nous t'en remercions. Je remercie également toute l'équipe technique du laboratoire, vous nous accompagnez toujours pour que nos expérimentations soit réussies : Florian Dumont, Christophe Claudin, Mehmet Cici, Hervé Seux, Patrick Polly, nos réussites sont les vôtres.

Je tiens également à rendre ici un petit peu de ce que chacun de ceux avec qui j'ai partagé mon quotidien m'ont apporté. En premier lieu, Benoît Aznar, ingénieur d'application au CRAOC et camarade de bureau chez Tivoly. Benoît est confronté tous les jours aux problèmes liés à mes travaux de thèse, et nos échanges ont toujours été sources d'idées nouvelles ou d'hypothèses à vérifier. Vient Matthieu Tauveron, responsable méthode, qui m'écoute toujours en se demandant quelle géométrie improbable je vais lui proposer de fabriquer, et qui, en plus, essaie vraiment d'y arriver... ça finira par payer ! Et à tous les autres de Tivoly Saint-Etienne, merci.

Réaliser une thèse, c'est comme entrer dans une nouvelle famille, celle des doctorants, où chacun occupe une place particulière. On partage énormément entre nous, et, comme dans toutes les familles, il peut y avoir des hauts et des bas. C'est parce qu'on traverse la même épreuve que des liens particuliers se forment, et je ne peux que ressentir un pincement au cœur en me disant que cette page va se tourner. Florent, Maxime, Greg, Irati, Timothé, Oussama, Thomas, à vous de jouer désormais... et merci pour tous ces moments partagés.

La thèse est aussi un moment privilégié pour tester son appétence pour l'enseignement. À ce titre, je remercie Odile Perrin, ma professeure de mathématiques depuis ma première année à l'ENISE, qui n'a pas hésité une seule seconde pour me proposer de réaliser des heures avec elle. Pour sûr je recommencerais cette expérience dans ma vie future. Merci à vous, Julien Merle, Édouard Vidal, Grégory Debono, Françoise Fauvin, l'équipe des enseignants en mathématiques, pour la place que vous m'avez accordé.

Je ne peux terminer cette page sans évoquer le soutien de mes parents. Ils m'ont d'abord apporté leur soutien lors de mon choix de réaliser une thèse alors que j'avais déjà commencé ma vie professionnelle. Puis, ils ont fait plus que de me supporter. Ils ont passé des heures à relire mes documents. Si j'en suis arrivé là, c'est certainement grâce à tout ce qu'ils m'ont apporté depuis mon enfance. Je repense à ces après-midis passés à la Cité des Sciences, au Musée des Arts et Métiers, ou au Palais de la Découverte. Papa, les moulins que l'on fabriquait dans le ruisseau passant dans le jardin pendant les vacances d'été se sont bien transformés... mais j'ai encore besoin de toi pour terminer ce manuscrit. Je ne te serai jamais assez reconnaissant.

Un dernier mot pour Claire, qui a vécu cette aventure à mes côtés, dans ses hauts et ses bas.

Table des matières

| | |
|---|-----------|
| Introduction | 11 |
| I Etude expérimentale de la qualité géométrique des trous percés au foret | 17 |
| 1 Bibliographie | 18 |
| 1.1 Procédé de perçage | 18 |
| 1.1.1 Géométrie des forets monoblocs | 22 |
| 1.1.2 Défauts géométriques des trous percés au foret | 23 |
| 1.2 Perçage vibratoire | 30 |
| 1.2.1 Présentation générale | 30 |
| 1.2.2 Perçage vibratoire auto-entretenu | 31 |
| 1.2.3 Perçage vibratoire à oscillations forcées | 32 |
| 1.3 Conclusion | 34 |
| 2 Représentation et comparaison expérimentale de la qualité géométrique des trous percés au foret | 36 |
| 2.1 Représentation spectrale de la géométrie des trous percés au foret | 36 |
| 2.1.1 Dispositif expérimental | 37 |
| 2.1.2 Définition et calcul des paramètres de représentation de la géométrie du trou | 40 |
| 2.1.3 Conclusion intermédiaire | 42 |
| 2.2 Comparaison de la géométrie des trous issus de plusieurs configurations de perçage | 43 |
| 2.2.1 Protocole expérimental | 43 |
| 2.2.2 Analyse de la configuration de référence : "jeu 9" | 44 |
| 2.2.3 Comparaison des autres configurations de perçage avec la configuration de référence | 47 |
| 2.2.4 Conclusion intermédiaire | 51 |
| 2.3 Influence de la dimension de l'arête centrale et du chevauchement des dépouilles sur le comportement des outils | 52 |
| 2.3.1 Comparaison en perçage conventionnel sur machine à commande numérique | 55 |
| 2.3.2 Comparaison en perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique | 59 |
| 2.3.3 Comparaison en perçage vibratoire à oscillations forcées à l'aide d'une UPA | 63 |
| 2.3.4 Conclusion intermédiaire | 66 |

| | | |
|---|--|------------|
| 2.4 | Conclusion | 67 |
| II Modélisation des vibrations latérales des forets en perçage vibratoire à oscillations forcées | | 69 |
| 3 | Identification des efforts le long des arêtes de l'outil en perçage | 71 |
| 3.1 | Modèles d'efforts de coupe en perçage | 71 |
| 3.2 | Description géométrique des forets | 74 |
| 3.2.1 | Géométrie de l'outil utilisé | 74 |
| 3.2.2 | Géométrie locale des forets | 79 |
| 3.3 | Identification de la distribution des efforts sur les arêtes de coupe à l'aide d'essais de perçage conventionnels | 83 |
| 3.3.1 | Modèle d'efforts de coupe utilisé | 83 |
| 3.3.2 | Identification des efforts en perçage | 84 |
| 3.3.3 | Détermination de l'incertitude des coefficients de coupe | 88 |
| 3.4 | Conclusion | 91 |
| 4 | Modèles dynamique des vibrations latérales des forets en perçage vibratoire à oscillations forcées | 92 |
| 4.1 | État de l'art | 93 |
| 4.2 | Analyse de la stabilité du procédé de perçage assisté par vibrations axiales à basse fréquence et grande amplitude dans le domaine fréquentiel | 99 |
| 4.2.1 | Cinématique du procédé de perçage assisté par vibrations axiales | 100 |
| 4.2.2 | Effort de coupe dynamique | 102 |
| 4.2.3 | Expression du terme variation de position | 104 |
| 4.2.4 | Expression dans le domaine fréquentiel | 106 |
| 4.2.5 | Solution d'ordre zéro | 108 |
| 4.2.6 | Efforts d'amortissement du procédé | 108 |
| 4.2.7 | Cas d'application | 110 |
| 4.2.8 | Conclusion | 113 |
| 4.3 | Modélisation temporelle du procédé de perçage vibratoire | 115 |
| 4.3.1 | Introduction | 115 |
| 4.3.2 | Equations d'équilibre du système | 115 |
| 4.3.3 | Discrétisation de l'effort de coupe dynamique | 117 |
| 4.3.4 | Discrétisation de l'effort d'amortissement du process | 119 |
| 4.3.5 | Effort d'indentation de l'outil | 120 |
| 4.3.6 | Cas d'application | 131 |
| 4.3.7 | Conclusion | 137 |
| Conclusion générale | | 139 |
| Perspectives | | 142 |
| A Article CIRP CMMO 2019 | | 145 |
| B Vibrations en usinage : concepts de base | | 151 |
| B.1 | Vibrations en coupe orthogonale continue | 151 |
| B.2 | Vibrations en coupe orthogonale avec plusieurs degrés de liberté | 154 |

| | | |
|----------|---|------------|
| B.3 | Vibrations en coupe oblique | 157 |
| B.3.1 | Influence de l'angle de direction d'arête | 157 |
| B.3.2 | Influence de l'angle d'inclinaison d'arête | 158 |
| B.4 | Vibrations en situation de coupe discontinue | 160 |
| B.5 | Conclusion | 162 |
| C | Vibrations transversales et en torsion/compression des forets | 163 |
| C.1 | Vibrations transversales des forets | 163 |
| C.2 | Vibrations en torsion/compression des forets hélicoïdaux | 165 |
| D | Comparaison des procédés de perçage conventionnel, de perçage vibra- | |
| | toire sur centre d'usinage et de perçage vibratoire sur UPA | 166 |

Table des figures

| | | |
|------|--|----|
| 1 | Mât réacteur d'un avion, principalement constitué d'un assemblage de pièces en alliage de titane | 11 |
| 2 | Vis, écrous et rivets pour assemblages boulonnés et rivetés [1] | 12 |
| 3 | Gamme de fabrication des trous à destination des assemblages rivetés ou boulonnés | 12 |
| 4 | Situation de perçage à l'aide d'une Unité de Perçage Automatisée (UPA) | 13 |
| 5 | Micromètres d'intérieur à 2 et 3 touches | 14 |
| 6 | Mesure des sections d'un trou à l'aide de micromètres à deux et trois touches | 15 |
| 1.1 | Formation d'un copeau continu en perçage conventionnel d'un alliage de titane Ti6Al4V | 18 |
| 1.2 | Conséquence d'un bourrage des copeaux d'aluminium dans les goujures d'un outil | 19 |
| 1.3 | Opération de perçage avec cycles de déburrage afin d'évacuer le copeau des goujures de l'outil | 19 |
| 1.4 | Opération de perçage avec lubrification interne | 20 |
| 1.5 | Typologie d'outils de perçage en fonction de la longueur et du diamètre du trou à réaliser [2] | 20 |
| 1.6 | Qualité atteignable en fonction de la typologie d'outil utilisé [2] | 21 |
| 1.7 | Géométrie d'un foret monobloc hélicoïdal | 22 |
| 1.8 | Géométries pseudo-polygonales observées des sections de perçage | 23 |
| 1.9 | Dispositif de mesure des déplacements de la pointe de l'outil en perçage | 23 |
| 1.10 | Trajectoire de la pointe d'un foret lors d'un perçage. | 24 |
| 1.11 | Déplacement latéral de l'outil et variation d'épaisseur de copeau coupé | 25 |
| 1.12 | Positions successives des becs de l'outil | 26 |
| 1.13 | Lien entre la différence de hauteur de lèvre et l'agrandissement du trou. | 27 |
| 1.14 | Profil de circularité mesuré à l'aide d'un mesureur d'écart de forme | 28 |
| 1.15 | Formation de copeaux discontinus en perçage vibratoire | 30 |
| 1.16 | Modèle dynamique de porte-outil pour perçage vibratoire auto-entretenu. | 31 |
| 1.17 | Modèle cinématique de porte-outil vibratoire à oscillations forcées | 32 |
| 1.18 | Modèle cinématique de porte-outil vibratoire à oscillations forcées avec une flexibilité axiale | 33 |
| 2.1 | Pion cylindrique percé | 37 |
| 2.2 | Foret hélicoïdal en carbure monobloc pour perçage sur machine UPA | 37 |
| 2.3 | Schéma du guidage de l'outil par canon sur UPA | 38 |
| 2.4 | Mesureur d'écart de forme | 39 |
| 2.5 | Vue 3D d'un profil extrait à l'aide d'un mesureur d'écart de forme | 39 |
| 2.6 | Exemple de profil de circularité et système de coordonnées polaire associé | 40 |

| | | |
|------|---|----|
| 2.7 | Représentation spectrale d'un trou percé au foret. | 41 |
| 2.8 | Illustration du jeu canon j | 43 |
| 2.9 | Représentation spectrale des trous "jeu 9". | 45 |
| 2.10 | Comparaison statistique de l'agrandissement entre le cas "jeu 9" et les autres | 48 |
| 2.11 | Comparaison statistique du défaut de circularité entre le cas "jeu 9" et les autres | 49 |
| 2.12 | Comparaison statistique du défaut dû au second harmonique entre le cas "jeu 9" et les autres | 50 |
| 2.13 | Comparaison statistique du défaut dû au troisième harmonique entre le cas "jeu 9" et les autres | 51 |
| 2.14 | Configurations de perçages testées | 52 |
| 2.15 | Outils testés : outils I1 et I2 ayant des caractéristiques géométriques différentes ; outils A et B, dont les caractéristiques sont très similaires, dérivées respectivement des outils I1 et I2. | 52 |
| 2.16 | Méso-géométrie de l'affûtage en bout des outils utilisés | 54 |
| 2.17 | Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage conventionnel sur machine à commande numérique | 55 |
| 2.18 | Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage conventionnel sur machine à commande numérique | 56 |
| 2.19 | Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage conventionnel sur machine à commande numérique | 57 |
| 2.20 | Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage conventionnel sur machine à commande numérique | 58 |
| 2.21 | Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique | 59 |
| 2.22 | Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique | 60 |
| 2.23 | Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique | 61 |
| 2.24 | Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique | 62 |
| 2.25 | Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage sur UPA | 63 |
| 2.26 | Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage sur UPA | 64 |
| 2.27 | Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage sur UPA | 65 |
| 3.1 | Déplacements et efforts induits sur les arêtes de coupe d'un foret | 72 |
| 3.2 | Discrétisation des arêtes de l'outil | 73 |
| 3.3 | Coupe oblique élémentaire | 74 |
| 3.4 | Paramétrisation de la pointe de l'outil | 75 |
| 3.5 | Angle au sommet Ap , diamètre D et pas de l'hélice p d'un foret | 75 |
| 3.6 | Orientation des dépouilles | 76 |
| 3.7 | Orientation du repère RTA sur l'outil | 80 |
| 3.8 | Orientation du repère RTA sur une arête élémentaire | 80 |

| | | |
|------|---|-----|
| 3.9 | Orientation de l'amincissement | 81 |
| 3.10 | Angle de dépouille local | 82 |
| 3.11 | Discrétisation des arêtes de l'outil | 84 |
| 3.12 | Effort élémentaire relevé | 85 |
| 3.13 | Efforts relevés et simulés | 86 |
| 3.14 | Densité linéique d'effort axial et tangentiel | 87 |
| 4.1 | Modes de vibration des forets ; a) Vibrations transversales b) Vibrations en torsion/compression c) Vibrations latérales | 93 |
| 4.2 | Degrés de libertés latéraux | 94 |
| 4.3 | Modèle dynamique de la pointe de l'outil. Extrait de [3]. | 95 |
| 4.4 | Illustration de la longueur caractéristique W de contact entre la face de dépouille et la matière s'écoulant sous l'outil, d'après Ahmadi [4] | 96 |
| 4.5 | Efforts appliqués sur les arêtes de l'outil, d'après Bayly [5]. | 97 |
| 4.6 | Situation de coupe modélisée dans le domaine fréquentiel | 99 |
| 4.7 | Cinématique de l'opération de perçage vibratoire, définition des repères associés | 100 |
| 4.8 | Mouvement d'avance de l'outil | 102 |
| 4.9 | Fonction indicatrice g | 104 |
| 4.10 | Angles caractéristiques | 105 |
| 4.11 | Essai d'impact | 111 |
| 4.12 | Degrés de libertés latéraux | 112 |
| 4.13 | Fonction de transfert | 113 |
| 4.14 | Diagrammes de Nyquist | 114 |
| 4.15 | Situation de coupe modélisée dans le domaine temporel | 115 |
| 4.16 | Domaine d'intégration pour le calcul de l'effort d'indentation | 120 |
| 4.17 | Indentation | 121 |
| 4.18 | Repères associés à la géométrie de l'outil pour le calcul de la position rela- tive des points appartenant au fond du perçage par rapport à l'outil. | 122 |
| 4.19 | Modèle d'effort local d'indentation | 125 |
| 4.20 | Estimation de la surface des quadrangles du maillage | 128 |
| 4.21 | Numérotation des nœuds et des quadrangles du maillage | 129 |
| 4.22 | Matrice augmentée [S2] | 130 |
| 4.23 | Matrice $[\Delta S]$ | 130 |
| 4.24 | Détermination de K_p | 131 |
| 4.25 | Trajectoire axiale de l'outil et fonction indicatrice g_0 | 133 |
| 4.26 | Évolution de l'interaction entre l'outil et le fond du perçage. | 133 |
| 4.27 | Diagrammes des efforts et déplacements agissant sur l'outil. | 134 |
| 4.28 | Comparaison entre la pointe modélisée et la géométrie réelle | 137 |
| B.1 | Situation de coupe orthogonale dynamique. | 152 |
| B.2 | Situation de coupe orthogonale dynamique avec plusieurs degrés de liberté. | 155 |
| B.3 | Section de copeau coupée et orientation des efforts de coupe en fonction de la direction d'arête. | 157 |
| B.4 | Section de copeau coupée et orientation des efforts de coupe en fonction de l'inclinaison d'arête. | 159 |
| B.5 | Modèle dynamique en fraisage avec deux degrés de liberté. | 160 |
| C.1 | modèle équivalent au système pièce outil porte-outil. Extrait de [6]. | 163 |

| | | |
|------|--|-----|
| D.1 | Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées. | 166 |
| D.2 | Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées. | 167 |
| D.3 | Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées. | 167 |
| D.4 | Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées. | 168 |
| D.5 | Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées. | 168 |
| D.6 | Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées. | 169 |
| D.7 | Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées. | 169 |
| D.8 | Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées. | 170 |
| D.9 | Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage avec UPA. | 170 |
| D.10 | Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage avec UPA. | 171 |
| D.11 | Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage avec UPA. | 171 |
| D.12 | Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage avec UPA. | 172 |
| D.13 | Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage avec UPA. | 172 |
| D.14 | Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage avec UPA. | 173 |
| D.15 | Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage avec UPA. | 173 |
| D.16 | Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage avec UPA. | 174 |
| D.17 | Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil A en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA. | 174 |
| D.18 | Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil B en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA. | 175 |
| D.19 | Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l'outil A en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA. | 175 |
| D.20 | Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l'outil B en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA. | 176 |
| D.21 | Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par l'outil A en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA. | 176 |
| D.22 | Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par l'outil B en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA. | 177 |
| D.23 | Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil A en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA. | 177 |
| D.24 | Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil B en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA. | 178 |

Introduction

Les travaux présentés dans cette thèse sont le résultat d'un projet de recherche initié par le Centre de Recherche Appliqué à l'Outil Coupant (CRAOC) au sein de l'entreprise TIVOLY, en partenariat avec le Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS) et l'École Nationale d'Ingénieurs de Saint-Etienne (ENISE). Une collaboration avec l'équipe du Pr. Altintas à L'Université de Colombie Britannique (UBC) a également été mise en place pendant la thèse. Le projet s'inscrit dans le cadre d'une convention CIFRE.

En tant que spécialiste en solutions de perçage à destination des particuliers, des artisans et de l'industrie, TIVOLY est un fournisseur de premier rang des constructeurs aéronautiques. À ce titre, l'entreprise a acquis un savoir-faire important dans les applications de perçage des alliages de titane, telles que le perçage des pièces de structures composant les mâts réacteurs des avions (fig. 1). Cette pièce constitue la liaison entre le moteur et l'aile de l'avion.

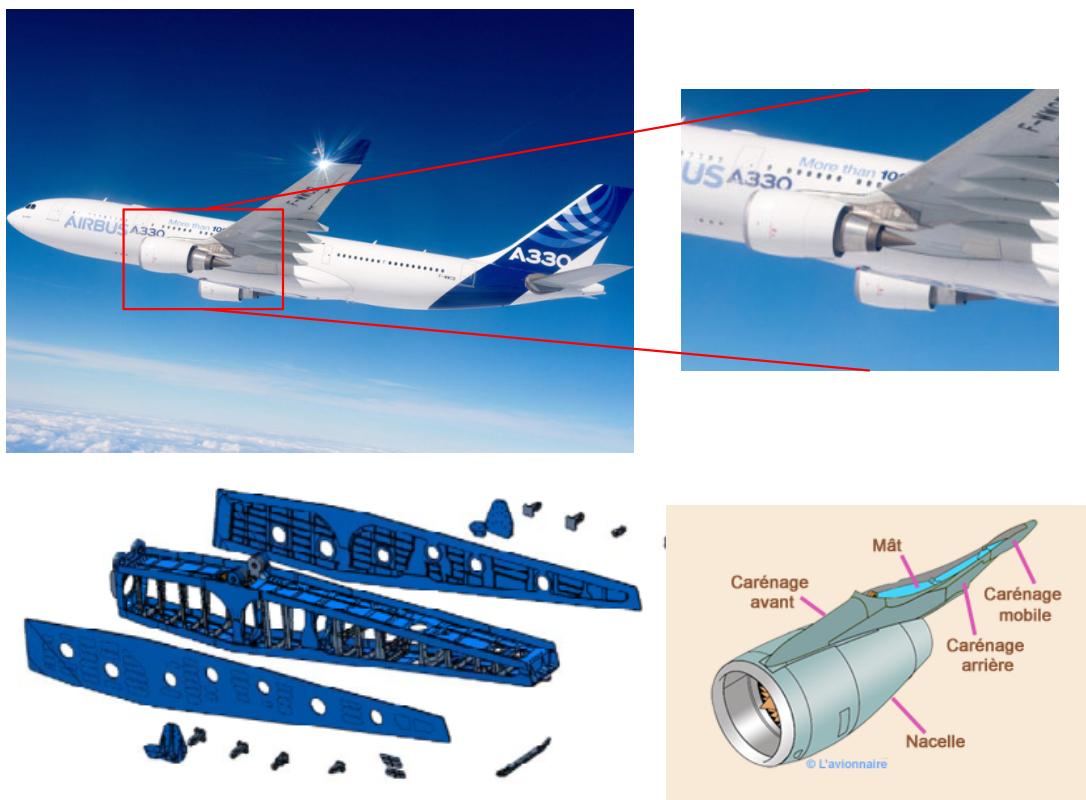


FIGURE 1 – Mât réacteur d'un avion, principalement constitué d'un assemblage de pièces en alliage de titane



FIGURE 2 – Vis, écrous et rivets pour assemblages boulonnés et rivetés [1]

Les trous réalisés ont pour fonction d'assurer l'assemblage des différents éléments de la structure du mât par le biais de rivets ou de boulons (fig. 2). Afin d'assurer la fonctionnalité de l'assemblage, la gamme de fabrication des trous est généralement constituée d'au moins deux opérations. Un premier perçage au foret pleine matière (ébauche) s'ensuit d'une opération d'alésage (calibration). En fonction de la dimension des trous à réaliser, il peut y avoir des opérations intermédiaires d'agrandissement réalisées avec un ou plusieurs forets (fig. 3). Dans le cadre de cette thèse, on se limite à l'étude de l'opéra-

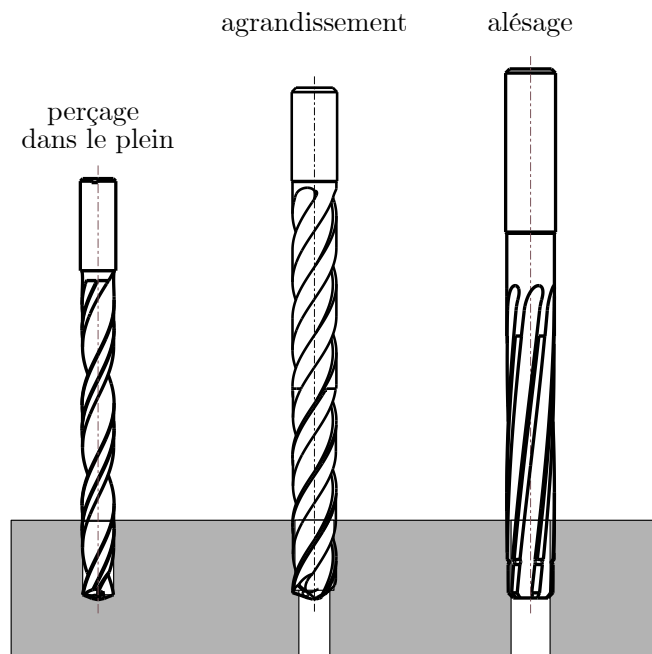


FIGURE 3 – Gamme de fabrication des trous à destination des assemblages rivetés ou boulonnés

tion initiale de perçage dans le plein, réalisée à l'aide d'un foret monobloc hélicoïdal. Les diamètres rencontrés industriellement pour cette opération varient dans une plage

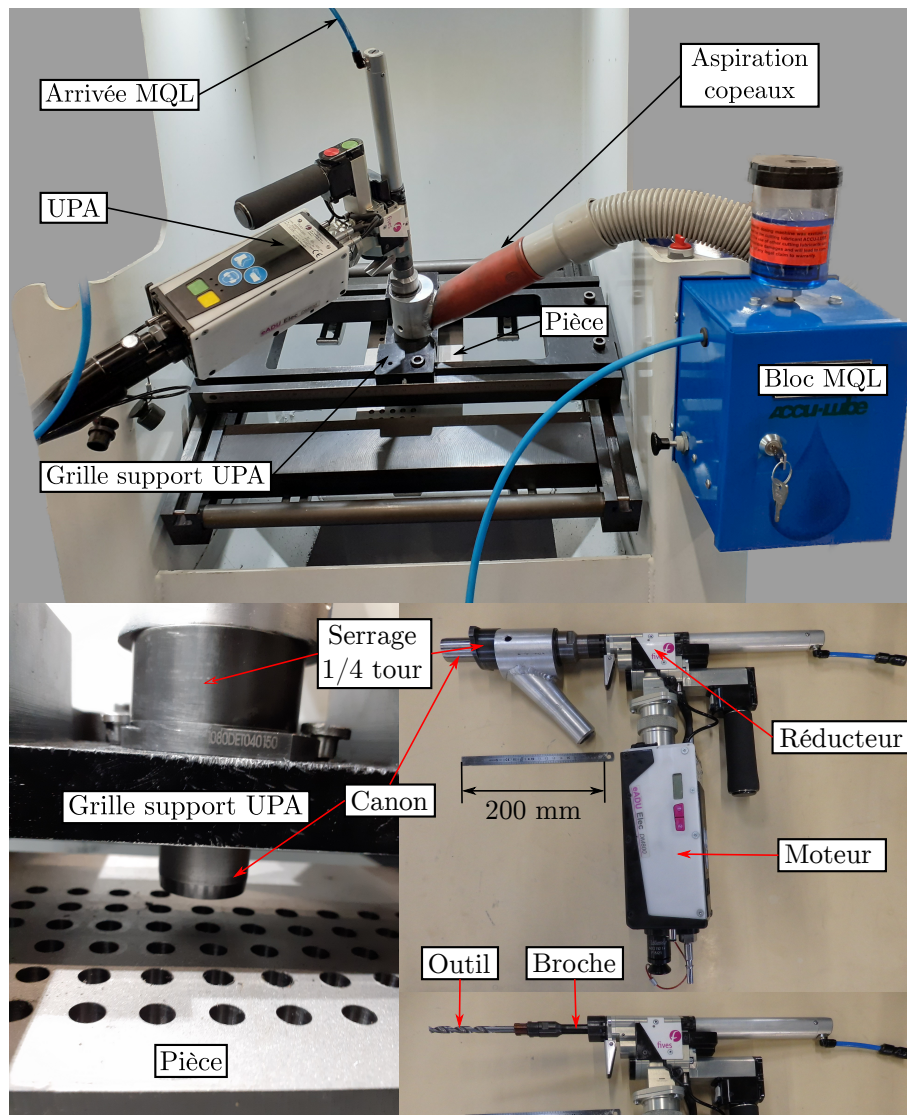


FIGURE 4 – Situation de perçage à l'aide d'une Unité de Perçage Automatisée (UPA)

allant de 6 à 16 mm. Les profondeurs de perçages restent généralement dans des ratios longueur/diamètre proche de 3 fois le diamètre du trou. Les tolérances dimensionnelles requises pour cette opération sont généralement de l'ordre de $40 \mu\text{m}$. Ces opérations de perçage peuvent être réalisées avec différents moyens de production, du perçage manuel à l'opération sur centre d'usinage. Cependant, des machines d'un nouveau genre s'impose de plus en plus dans l'industrie aéronautiques : les Unités de Perçages Automatisées (UPA) (fig. 4). Ce type d'équipement est fréquemment employé dans le secteur aéronautique de part la taille des structures à usiner, les problèmes d'accessibilité aux zones à percer, qui rendent inenvisageables l'utilisation de centres d'usinage conventionnel pour une large partie des opérations à réaliser. Les UPA sont une bonne alternative se situant entre le perçage sur centre d'usinage et le perçage manuel. Elles permettent une meilleure maîtrise des conditions opératoires du procédé par rapport au perçage manuel, grâce à l'avance et la vitesse de rotation générées mécaniquement. Désormais, il est courant que les machines UPA intègrent un dispositif générant des oscillations axiales forcées destinées à fragmenter le copeau et en faciliter l'évacuation. On parle de perçage vibratoire à oscillations forcées. Une bonne localisation du perçage est obtenue grâce à la répétabilité du positionnement

de la machine par le biais d'une grille placée devant la pièce à façonner (fig. 4). Avec ce type de machine, le guidage de l'outil peut être réalisé de deux manières. Soit, comme illustré sur la figure 4, l'outil est vissé dans une broche flexible et guidé par l'avant via le canon ; soit il est guidé par l'arrière via un palier fixé sur la broche. Dans tous les cas, le système utilisé impose l'utilisation d'outils avec un ratio longueur/diamètre important. De plus, le faible diamètre de la tige constituant la broche de la machine réduit considérablement la rigidité de l'ensemble. Dans ces conditions, il est primordial que l'outil utilisé possède un affûtage capable de réaliser une bonne géométrie de trou. De plus, les conditions d'utilisation dans lesquelles opèrent les outils sont soumises à des variations. Les machines ne sont pas toutes identiques et certaines pièces sont soumises à l'usure comme le canon de guidage. C'est pourquoi il est important que la solution proposée par le fabricant d'outils coupants à son client soit robuste. Il s'agit de fournir des outils dont les performances seront garanties malgré de légères différences, soit dans l'utilisation, soit sur l'outil lui-même du fait des variations de production.

L'industrie tente de répondre à cette problématique par l'usage de processus de qualification des outils avant mise en production basés sur la maîtrise statistique des procédés. Le principal critère utilisé pour réaliser les études de capabilité du processus sont la cote diamétrale du trou. Cette cote correspond à la mesure d'une dimension, et elle n'a de sens que localement, correspondant à deux points diamétralement opposés [7]. Le principe d'indépendance qui prévaut normalement en métrologie voudrait que l'on dissocie la quantification des défauts dimensionnels et celle des défauts de forme. Or, les moyens de mesure employés pour caractériser la géométrie des perçages dans l'industrie n'ont pas toujours les caractéristiques requises pour respecter ce principe. Généralement, la cote diamétrale est mesurée à l'aide d'un micromètre à deux ou trois touches (fig. 5). Plusieurs



FIGURE 5 – Micromètres d'intérieur à 2 et 3 touches

mesures peuvent être réalisées en fonction de la profondeur du trou et en orientant les touches avec divers angles autour de l'axe du trou. La mesure réalisée avec un micromètre peut être sensible au défaut de forme du trou (fig. 6). Un micromètre à deux touches va être sensible au défaut d'ovalisation du perçage. A contrario, la distance entre deux points diamétralement opposés lorsque la section d'un trou est trilobé reste constante, le micromètre ne perçoit pas le défaut. Un micromètre à trois touches va être sensible au défaut de type tri-lobes, mais beaucoup moins à l'ovalisation, du fait de la difficulté à placer les trois touches dans cette géométrie.

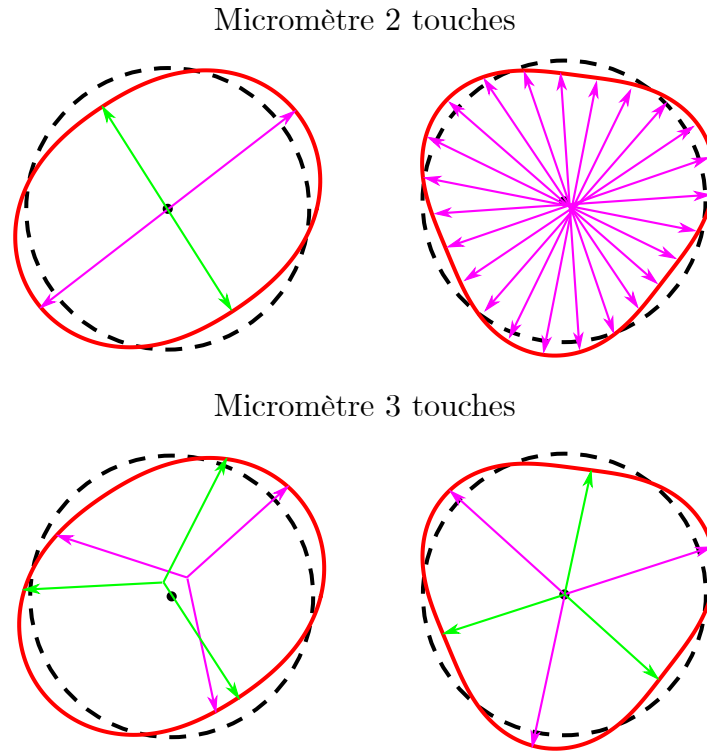


FIGURE 6 – Mesure des sections d’un trou à l’aide de micromètres à deux et trois touches

En mesurant dans différentes positions angulaires, on cherche une estimation de ce défaut de forme. On entend souvent un amalgame dans les ateliers lorsque de telles mesures sont effectuées. La personne en charge de la mesure cherche la valeur maximale et la valeur minimale que le micromètre indique, pour une profondeur de mesure donnée et diverses positions angulaires. Puis, elle annonce que le défaut d’ovalisation est égal à la différence entre la valeur minimale et la valeur maximale mesurées. S’il est compréhensible que seules les valeurs minimales et maximales soient relevées avec un micromètre en raison de la simplicité de l’instrument, cela relève de la spéculation d’affirmer que le défaut ainsi quantifié est issu d’une forme ovale des sections constituant le trou. Cet exemple illustre le mélange des genres qui est réalisé en tentant de réduire dans un seul indicateur, la cote diamétrale du trou, un ensemble de défauts de natures différentes. On agrège des défauts de forme (circularité, cylindricité) et des défauts dimensionnels (diamètre des sections). Des indicateurs sont ensuite calculés à partir des mesures relevées pour juger de la fiabilité du procédé de fabrication en regard des tolérances dimensionnelles requises. Le principal indicateur utilisé est l’indice d’aptitude C_p (eq. 1) ou capacité court terme [8].

$$C_p = \frac{IT}{6\sigma} \quad (1)$$

Avec :

IT : l’intervalle de tolérance de la cote diamétrale du trou considéré.

σ : l’écart-type des valeurs de la cote diamétrale.

L’objectif de cet indicateur est de juger si l’ensemble de la population des valeurs de cotes diamétrales seront incluses dans l’intervalle de tolérance IT . C’est pourquoi on retrouve au dénominateur la quantité 6σ , qui est l’intervalle dans lequel est contenu 99% des

éléments lorsqu'ils suivent une loi normale. Ainsi, pour que les cotes diamétrales soient toutes dans l'intervalle de tolérance IT , il faudrait à minima que le C_p atteigne la valeur 1. En pratique, un processus est jugé capable lorsque le C_p atteint la valeur de 1,33 ce qui correspond à un IT égal à 8σ .

A la lumière de ce qui a été exposé précédemment, il m'a été demandé d'une part d'apporter une vue globale des mécanismes de formation de la géométrie des trous et de leurs dispersions, puis d'autre part d'apporter des éléments de modélisation permettant d'évaluer la sensibilité des paramètres de l'opération de perçage. Ce manuscrit est divisé en deux parties.

La première partie s'attache à fournir une méthodologie d'analyse quantitative fine de la géométrie des trous, dans une démarche expérimentale. Ce travail s'intéresse exclusivement à la compréhension de la dimension et de la forme des trous. Les problématiques liées à l'usure, la rugosité, les bavures, les contraintes résiduelles ou encore la microstructure ne font pas partie du champ d'investigation du travail proposé dans cette thèse. Une nouvelle représentation de la surface des trous est proposée, basée sur une décomposition spectrale des profils de circularité constituant la surface. Cette représentation de la géométrie des trous permet de déployer une méthode robuste de comparaison statistique des éléments caractéristiques de la géométrie des perçages. La méthodologie employée permet de répondre simplement à la question suivante : est-ce que le procédé A est meilleur que le procédé B ? Cette méthode est ensuite employée pour tester et analyser différentes situations de perçage.

La seconde partie de ce manuscrit est consacrée à l'établissement d'une modélisation du comportement dynamique du procédé de perçage vibratoire à oscillations forcées. L'objectif est de modéliser la formation des défauts de formes générés par les mouvements de l'outil. Cette partie est le fruit d'un travail collaboratif que j'ai pu réaliser grâce à un séjour à l'Université de Colombie Britannique (UBC) au sein du Manufacturing Automation Laboratory (MAL), sous la direction du Pr. Altintas. Elle s'attache à mettre en lien le comportement de la structure de la machine de perçage, la géométrie de l'outil et le matériau percé sur les mouvements latéraux de l'outil, conduisant à une bonne ou mauvaise qualité géométrique des trous. Dans un premier temps, une nouvelle démarche est proposée pour identifier les efforts locaux agissant sur les arêtes d'un foret en réalisant une série d'essais de perçage conventionnel. Puis, une première modélisation du procédé dans le domaine fréquentiel est proposée permettant d'établir les particularités du perçage vibratoire par rapport à une opération de perçage conventionnel. Cette première méthode atteint ses limites en particulier lorsqu'il s'agit de traiter les efforts autour de l'arête centrale d'un outil. Une seconde modélisation, plus complète, est proposée dans le domaine temporel. Elle prend en compte l'ensemble des efforts agissant sur la pointe de l'outil.

Première partie

Etude expérimentale de la qualité
géométrique des trous percés au foret

Chapitre 1

Bibliographie

1.1 Procédé de perçage

L'opération de perçage est une des opérations élémentaires rencontrées en usinage, au même titre que le tournage ou le fraisage. C'est traditionnellement une opération de coupe continue (fig. 1.1), à l'image du tournage et en opposition au fraisage.

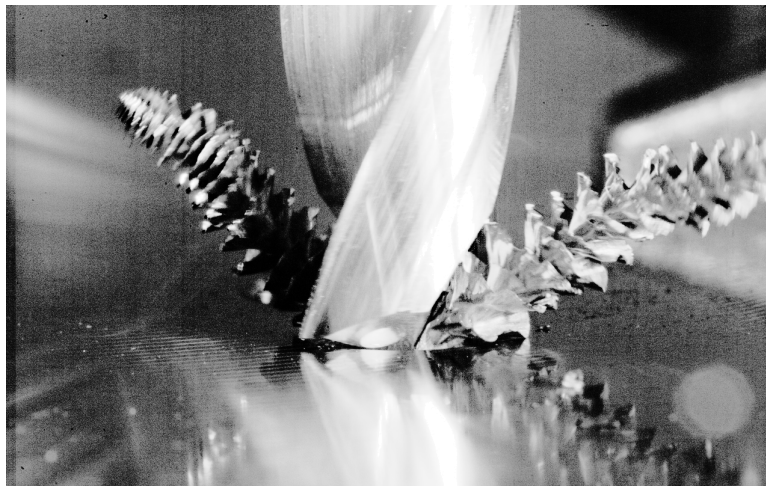


FIGURE 1.1 – Formation d'un copeau continu en perçage conventionnel d'un alliage de titane Ti6Al4V

Cependant, le caractère confiné de l'opération de perçage par rapport aux deux autres opérations élémentaires conduit à des difficultés majeures limitant la productivité de l'opération :

- L'évacuation des copeaux hors du trou.
- La concentration de chaleur en pointe d'outil.



FIGURE 1.2 – Conséquence d'un bourrage des copeaux d'aluminium dans les goujures d'un outil

La mauvaise évacuation des copeaux peut conduire à un bourrage de ceux-ci dans les goujures (fig. 1.2), à la ruine de l'outil et une forte dégradation de la qualité de la surface du trou généré.

Afin de surmonter ces difficultés, des cycles de débourrages réguliers (fig. 1.3) et une lubrification interne abondante (fig. 1.4) sont utilisés afin de fragmenter le copeau, l'évacuer et évacuer les calories générées par la coupe.

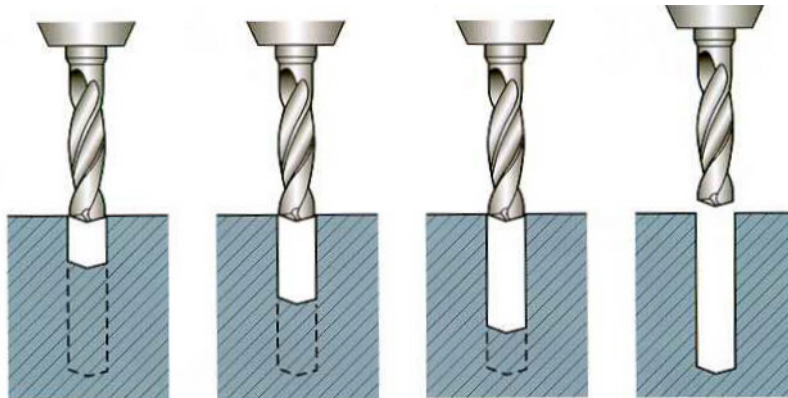


FIGURE 1.3 – Opération de perçage avec cycles de déboufrage afin d'évacuer le copeau des goujures de l'outil



FIGURE 1.4 – Opération de perçage avec lubrification interne

Le procédé de perçage se présente sous diverses déclinaisons en fonction des caractéristiques de l'opération à réaliser : diamètre, profondeur, qualité, machine utilisée, matériau à percer (fig. 1.5). On retrouve principalement trois familles d'outils en fonction du diamètre et du ratio longueur/diamètre à percer. En règle générale, les trous de petits diamètres sont réalisés avec des forets deux lèvres hélicoïdaux monoblocs. Pour les diamètres jusqu'à 10 mm, cette technologie est quasi-exclusive, à l'exception des perçages avec un ratio longueur/diamètre très important qui nécessite l'utilisation de forets trois-quart. Cependant, lorsqu'on utilise des forets trois-quart, nous ne sommes plus à proprement parler dans une opération de perçage, mais plutôt dans ce que l'on appelle du forage. Les mécanismes rencontrés en forage sont substantiellement différents de ceux à l'œuvre en perçage, en raison notamment de la nature non-symétrique de l'outil, flexible et guidé avec un patin. Au delà d'un diamètre de 10 mm et jusqu'à un diamètre de 30 mm, les forets monoblocs

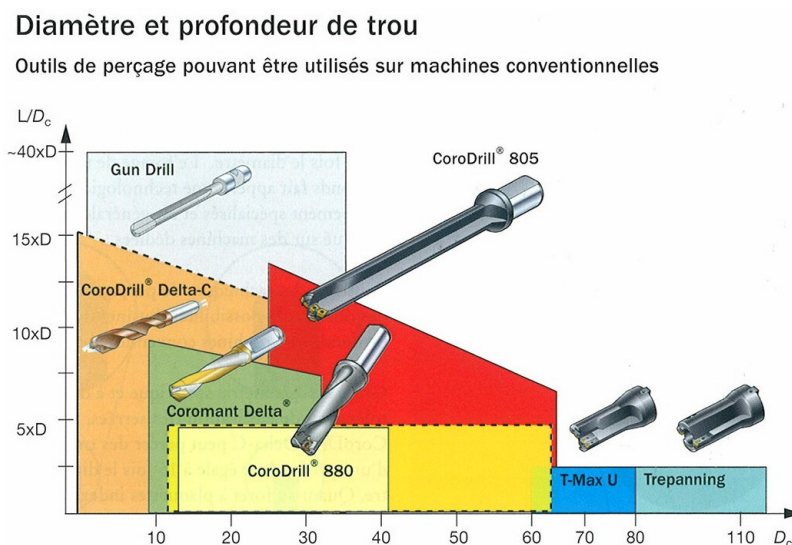


FIGURE 1.5 – Typologie d'outils de perçage en fonction de la longueur et du diamètre du trou à réaliser [2]

cohabitent avec les outils à plaquettes rapportées. Au delà d'un diamètre de 30 mm, les outils à plaquettes rapportées voir les trépan sont utilisés.

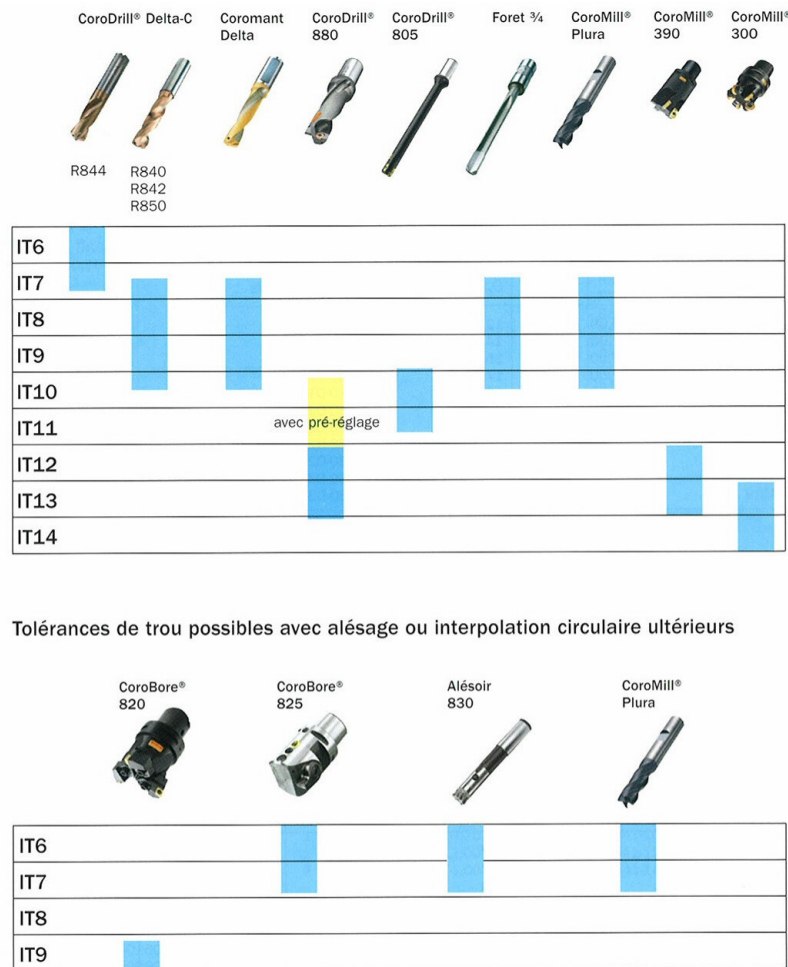


FIGURE 1.6 – Qualité atteignable en fonction de la typologie d'outil utilisé [2]

Au delà du diamètre et du ratio longueur/diamètre de l'opération à réaliser, le choix de l'outil utilisé est également déterminé en fonction de la qualité du trou à obtenir (fig. 1.6). Les outils monoblocs sont réputés pour être en mesure de réaliser des trous d'une classe de qualité comprise entre 6 et 7 lorsqu'ils sont en série courte. La qualité qu'il est possible d'atteindre décroît généralement avec la longueur de l'outil utilisé. Lorsque les trous à réaliser requièrent une qualité 6 ou 7 sur de grandes longueurs, il devient nécessaire de réaliser des opérations d'alésage à la suite de l'opération de perçage pour calibrer le trou.

Comme évoqué dans l'introduction, les diamètres des perçages étudiés sont inférieurs à 20 mm. Cela associé à la qualité requise sur la cote diamétrale (intervalle de tolérance de 40 μm), le choix d'outils monoblocs est pleinement justifié pour réaliser ces opérations.

1.1.1 Géométrie des forets monoblocs

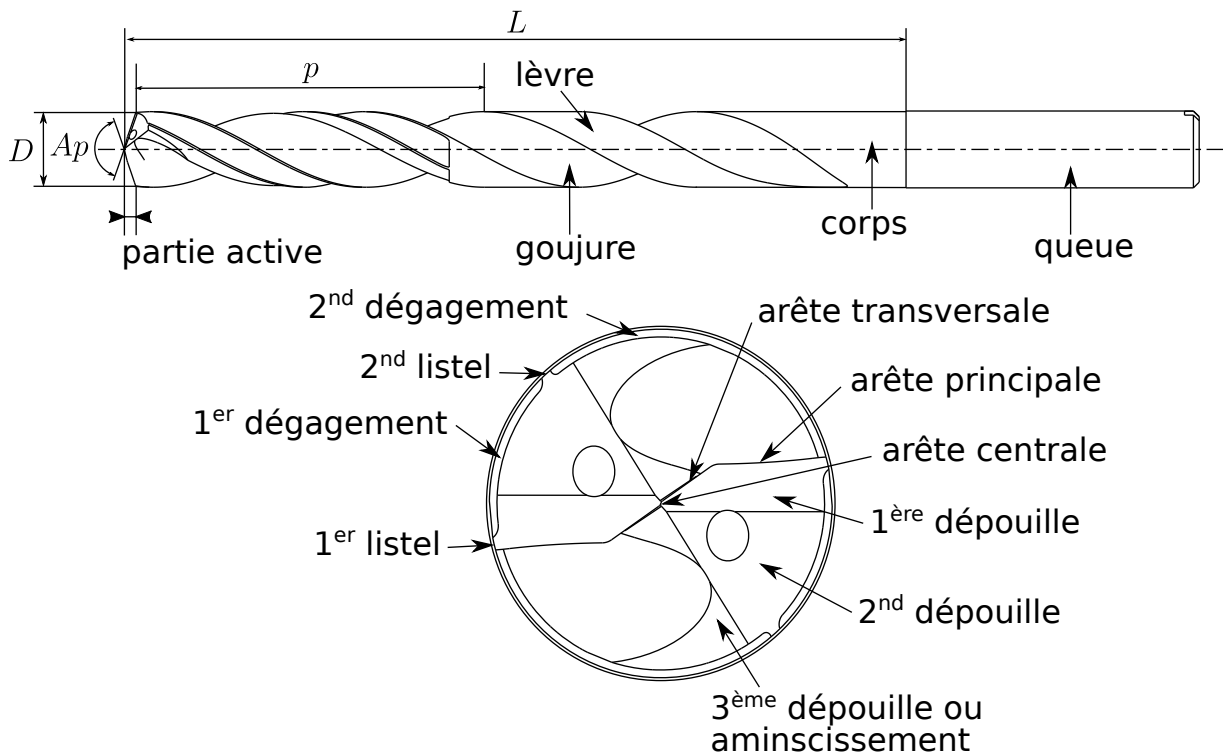


FIGURE 1.7 – Géométrie d'un foret monobloc hélicoïdal

De manière générale, un foret est constitué de deux parties distinctes (Figure 1.7) :

- Le corps (paramètre 3.5 norme ISO 5419).
- La queue (paramètre 3.2 norme ISO 5419).

La queue, ainsi que l'enveloppe du corps de l'outil, sont réalisés lors de l'opération de rectification cylindrique de l'outil. La queue de l'outil constitue la partie par laquelle celui-ci est maintenue et entraînée en rotation et en avance. Le corps est la partie située entre la queue et l'arête centrale de l'outil. Il est défini principalement par trois éléments :

- Les goujures (paramètre 3.9 norme ISO 5419).
- Les lèvres (paramètres 3.10 norme ISO 5419).
- La partie active (paramètre 3.20 norme ISO 5419).

Les goujures sont des rainures dans le corps du foret qui, à l'intersection avec la première dépouille, forment l'arête principale permettant l'évacuation des copeaux. Les lèvres sont les parties hélicoïdales du corps comprenant les listels et les dégagements. Les goujures sont réalisées lors de l'opération dite de taillage de l'outil. Les listels et les dégagements sont réalisés par l'opération dite de détalonnage. La partie active de l'outil est celle intervenant directement dans l'opération de coupe. Les arêtes principales, les arêtes transversales, l'arête centrale, les faces de coupe et les faces de dépouille constituent les éléments de la partie active de l'outil. La géométrie de la partie active de l'outil est générée lors de l'opération dite d'affûtage. Cette opération se décline en trois opérations : l'affûtage de la première dépouille, de la seconde dépouille, puis l'amincissement de l'outil. L'intersection entre les premières dépouilles définissent l'arête centrale de l'outil (paramètre 3.26 norme ISO 5419). Les secondes dépouilles diminuent le talonnage sur l'outil. L'opération d'amincissement a pour but de diminuer la longueur de l'arête centrale, et de générer les arêtes transversales de l'outil.

1.1.2 Défauts géométriques des trous percés au foret

Comme le signale Fujii [9], l'opération de perçage au foret est presque l'unique moyen de réaliser un trou dans le plein de manière économique. Cependant, les spécificités propres à ce procédé, telle que la grande variation de vitesse de coupe, passant d'une vitesse nulle au centre de l'outil à une vitesse maximale en périphérie, conduisent souvent à une mauvaise qualité géométrique des perçages obtenus. De ce fait, on retrouve un certain nombre d'études portant soit sur des stratégies pour améliorer la qualité des perçages, soit sur des éléments de compréhension des mécanismes à l'œuvre conduisant à une bonne ou mauvaise qualité géométrique.

Compréhension des mécanismes à l'origine de la géométrie des trous

Comme relevé par Fujii [9], les principaux défauts géométriques des perçages sont le résultat des mouvements latéraux de la pointe de l'outil. En particulier, ces mouvements conduisent à la formation de trous dont la forme des sections est pseudo-polygonale (figure 1.8).

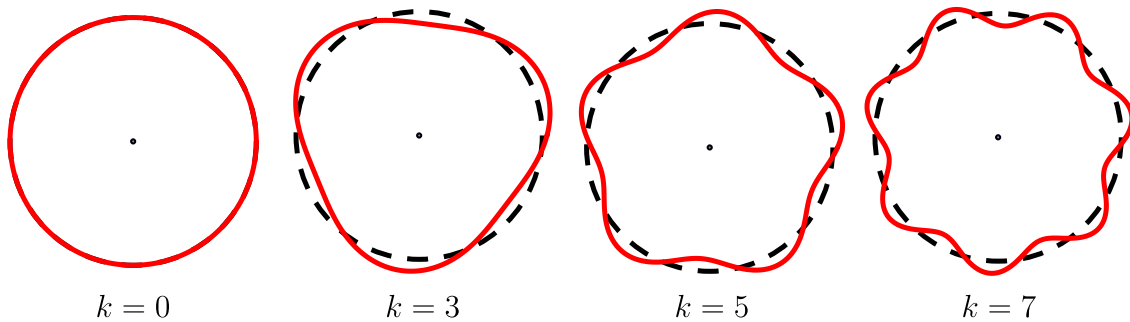


FIGURE 1.8 – Géométries pseudo-polygonales observées des sections de perçage

La géométrie la plus courante est de forme trilobée [10] ($k = 3$ figure 1.8). Un travail important a été entrepris par Fujii, Marui et Ema, publié dans une série de trois articles [9, 11, 12] entre 1986 et 1988 afin d'apporter des éléments de compréhension des mécanismes à l'œuvre lors de la formation de la géométrie des perçages. La base de leurs travaux repose sur un dispositif expérimental permettant de mesurer les déplacements de la pointe de l'outil pendant les premiers millimètres d'enfoncement de celle-ci dans la matière.

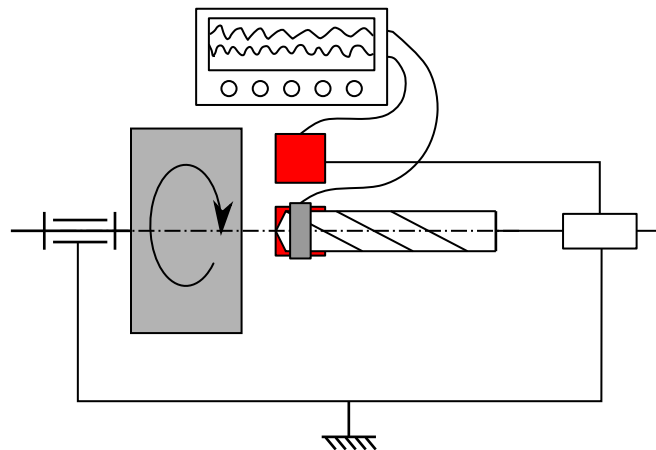


FIGURE 1.9 – Dispositif de mesure des déplacements de la pointe de l'outil en perçage

La figure 1.9 représente le dispositif utilisé. Un foret est monté dans la poupée mobile d'un tour reliée à la vis mère permettant de générer le mouvement d'avance de l'outil. La pièce à percer est montée dans un mandrin lié à la broche du tour et entraînée en rotation. Une bague lisse est montée au plus proche de la pointe de l'outil. Les mouvements de la pointe de l'outil sont mesurés sur cette bague dans les deux directions perpendiculaires à l'axe de l'outil. Le principe de ce dispositif a été largement repris et modifié avec différentes solutions technologiques sans en changer les principes fondamentaux. Les capteurs de déplacements utilisés (carrés rouge figure 1.9) peuvent être avec contact, comme dans [9] où des lames souples équipées de jauges de déformations sont placées dans les directions horizontales et verticales ; des capteurs sans contact ont également été mis en œuvre, qu'ils soient capacitifs [11, 13, 14] ou à rayonnement infrarouge [15].

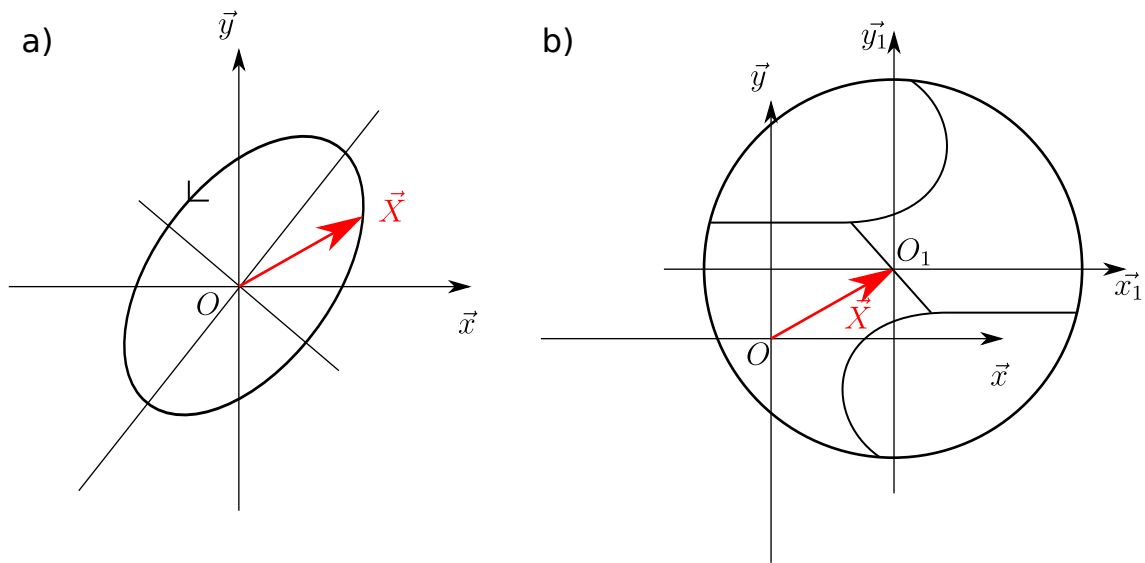


FIGURE 1.10 – a) Trajectoire de la pointe d'un foret lors d'un perçage. b) Illustration du repère choisi pour décrire le déplacement de la pointe de l'outil. Vue de la pointe depuis le porte-outil.

La figure 1.10 a) représente la trajectoire enregistrée lors des perçages. La position du centre de la pointe de l'outil est représentée par le vecteur \vec{X} . Le repère $\mathcal{R} = (O; \vec{x}, \vec{y})$ est centré sur l'axe de rotation de la pièce tandis que le repère $\mathcal{R}_1 = (O_1; \vec{x}_1, \vec{y}_1)$ est centré sur la pointe de l'outil. Dans le repère \mathcal{R} , la pointe de l'outil décrit une trajectoire elliptique. La fréquence de parcours de cette ellipse est très proche d'un entier. De plus, le sens de parcours de l'ellipse peut être vu comme une forme de mouvement en arrière ou de recul de l'outil suite à l'action de la coupe dans le plan perpendiculaire à l'axe de l'outil, d'un côté puis de l'autre. Les formes pseudo-polygonales observées sont la conséquence de ce mouvement, entendu comme la combinaison de la trajectoire elliptique, du sens de parcours de l'ellipse ainsi que de la fréquence de parcours presque égale à un multiple de la fréquence de rotation de la pièce ou de l'outil [13]. On note que le rapport des fréquences de parcours de l'ellipse et de la rotation de la broche est toujours une valeur un peu inférieure à un entier [9]. Cela traduit un effet de type retard de phase entre les positions successives de l'outil d'un tour à un autre de la rotation de la broche.

La figure 1.11 illustre l'effet de ce déphasage sur la position relative de l'outil entre un instant t et un instant $t - T$ avec T le temps nécessaire pour que la broche effectue un demi-tour complet. La position à l'instant t est repérée par le vecteur $\vec{X}(t)$, la position

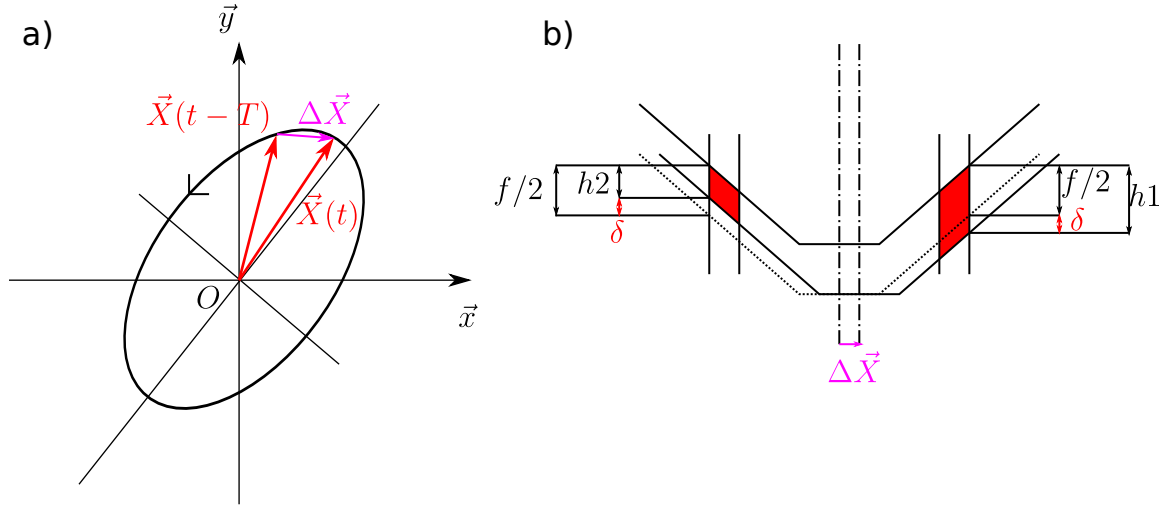


FIGURE 1.11 – a) Déphasage entre les positions successives de l'outil et la rotation de la broche b) Variation de l'épaisseur de copeau coupée en fonction de la variation de la position de l'outil.

à l'instant $t - T$ par le vecteur $\vec{X}(t - T)$. La variation de position entre l'instant t et $t - T$ est illustrée par le vecteur $\Delta\vec{X}$. Sur la figure 1.11 b), on constate l'impact de la variation de position $\Delta\vec{X}$ (et donc du retard entre la rotation broche et le parcours de l'ellipse) sur l'épaisseur de copeau non déformé, enlevé par chaque arête de l'outil. Le déplacement latéral de l'outil induit une variation de l'épaisseur de copeau coupée δ sur chaque arête. La quantité δ s'ajoute à l'épaisseur de copeau coupée nominale du côté vers lequel l'outil se déplace ; cette même quantité δ se soustrait du côté opposé au déplacement de l'outil. En conséquence, les efforts appliqués sur les deux arêtes de l'outil ne sont plus équilibrés, il apparaît une composante radiale à la résultante du torseur des actions mécaniques appliqués sur la pointe de l'outil. C'est par le biais de cet effort radial que le mouvement de l'outil est alimenté. En fait, le travail fourni par cet effort est dissipé par un ensemble de phénomènes amortissants associés au process, notamment liés aux phénomènes d'indentation et d'interférence entre le centre de l'outil et le fond du perçage. Ainsi, on peut considérer que le déphasage mesuré sur le parcours de l'ellipse est une mesure de la quantité d'énergie dissipée dans le système.

Tout ce que nous avons évoqué précédemment dans ce chapitre est essentiel pour comprendre l'origine de la géométrie des perçages. Cependant, nous pouvons faire intervenir un point de vue légèrement différent développé par Lee, Eman et Wu [13]. Ils proposent d'analyser quelles sont les trajectoires d'outils compatibles avec une condition simple : L'outil ne doit pas recouper la paroi latérale du trou précédemment usinée. J'appellerais cette condition "condition de compatibilité cinématique". On peut la traduire de la manière suivante :

$$\vec{X}_1(t) = \vec{X}_2(t - T) \quad (1.1)$$

Avec \vec{X}_1 et \vec{X}_2 (figure 1.12) la position des becs respectifs de l'outil par rapport à la pièce usinée.

La solution triviale que tout le monde souhaiterait obtenir est que l'axe de l'outil ne se déplace pas, ce qui engendre un mouvement relatif des becs de l'outil purement circulaire, ce qui est suffisant pour satisfaire la condition de "compatibilité cinématique" évoquée précédemment. Cependant, ce n'est pas l'unique solution. Il y a une infinité de solutions

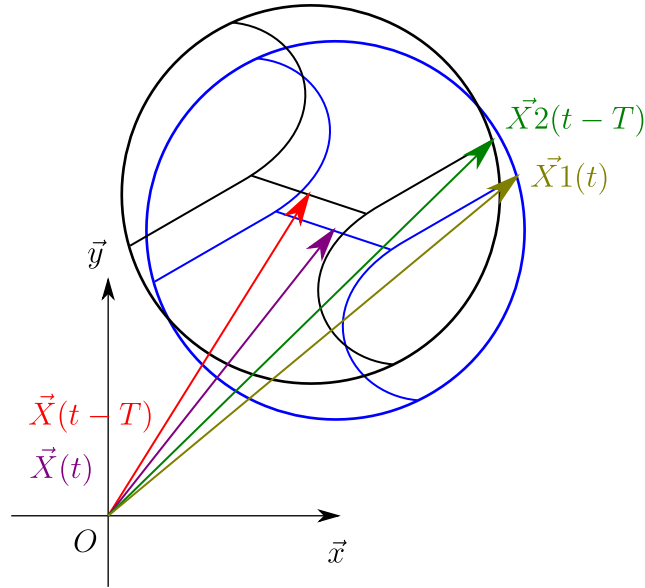


FIGURE 1.12 – Positions successives des becs de l'outil

à ce problème. Les trajectoires admissibles doivent uniquement être périodiques, avec un rapport de périodicité entre la fréquence de rotation de l'outil et la fréquence de parcours de la trajectoire de l'outil égal à un multiple pair lorsque le mouvement est défini dans un repère fixe par rapport à l'outil en rotation et impair lorsqu'on adopte un point de vue lié à l'outil en rotation. On traduit cette condition comme :

$$\frac{\omega_r}{\omega_s} = 2n \quad n \in \mathbb{Z} \quad (1.2)$$

Avec ω_r la fréquence de parcours de la trajectoire de l'axe de l'outil dans un repère fixe par rapport à l'outil entraîné en rotation, et ω_s la fréquence de rotation de l'outil. Cette condition entraîne la formation de formes pseudo-polygonales avec un nombre de sommets égal à :

$$k = 2n + 1 \quad (1.3)$$

Cette condition traduit l'apparition des formes pseudo-polygonales avec un nombre impair de sommets.

Pour dresser un panorama complet des mécanismes à l'œuvre lors de la formation des perçages, nous devons encore évoquer les phénomènes amortissants. Nous avons vu que la fréquence de parcours de l'ellipse n'est pas tout à fait un entier, et que ce léger décalage est la conséquence d'une dissipation de l'énergie stockée dans le système. Le principal phénomène amortissant est lié à l'action du centre de l'outil. Dans cette zone, la vitesse de coupe est très faible. La direction résultante de la vitesse de coupe près de l'arête centrale de l'outil est par conséquent beaucoup plus impactée par la vitesse de vibration de l'outil que vers l'extérieur de celui-ci. On peut distinguer deux régions. La première, au plus proche de l'arête centrale est sujette à de fortes interférences, ou talonnage, entre l'écoulement de la matière et l'outil. Ici, les phénomènes sont assez éloignés des mécanismes de coupe habituels. Les efforts dans cette zone sont associés à l'arête centrale de l'outil [9, 16].

Influence des défauts d'affûtage de l'outil

On retrouve dans la littérature plusieurs études concernant les défauts géométriques des perçages. Galloway [17] fait le lien entre les défauts de symétrie générés lors de l'affûtage de l'outil et l'agrandissement du trou observé. Lorsque la pointe de l'outil n'est pas

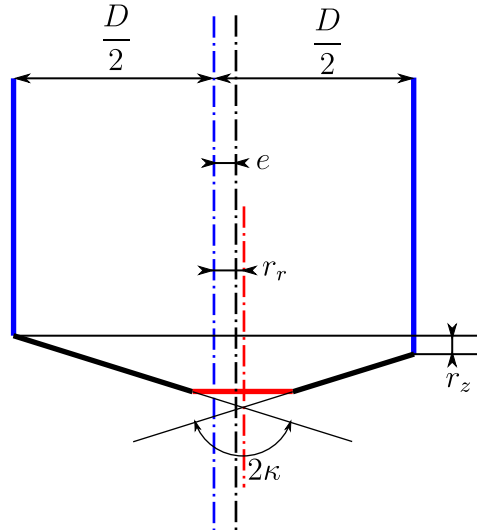


FIGURE 1.13 – Lien entre la différence de hauteur de lèvre et l'agrandissement du trou, d'après Galloway [17]

affûtée dans l'axe du corps de l'outil (décalage r_r fig. 1.13), on observe alors l'apparition d'une différence de hauteur de lèvre r_z . Lors du perçage, l'outil tend à équilibrer les efforts radiaux. Au lieu de pivoter autour de l'axe du corps de l'outil (en bleu fig. 1.13), il se met à tourner autour d'un axe décalé de la valeur e (en noir fig. 1.13). Galloway établit la relation suivante :

$$e = \frac{1}{2} r_z \tan(\kappa) \quad (1.4)$$

Avec κ le demi-angle de pointe de l'outil. Le décalage r_r entre l'axe de rotation de l'outil et l'axe autour duquel a été taillé la pointe de l'outil (en rouge fig. 1.13), conduit à un agrandissement du diamètre du trou par rapport au diamètre D de l'outil d'une valeur égale à $2e$. Haggerty [18] obtient des résultats similaires lors d'une étude comparant les trous générés par un outil avec une pointe conventionnelle et une pointe spirale.

Etudes expérimentales de la qualité géométrique des trous

Les paramètres étudiés pour définir la qualité géométrique des trous sont principalement le défaut de circularité et le diamètre. La figure 1.14 illustre un profil de circularité relevé sur un trou. La définition du défaut de circularité que nous utiliserons dans cette thèse s'appuie sur la norme ISO 12181-1 de mai 2011. Nous utiliserons le cercle de référence des moindres carrés (paramètre 3.3.1.2 de la norme ISO 12181-1 abrégé LSCI) pour calculer les écarts de circularité. Enfin, nous utiliserons l'écart de circularité saillie-creux (paramètre 3.6.1.1 de la norme ISO 12181-1 abrégé RONT) comme mesure du défaut de circularité noté dans la suite ΔC .

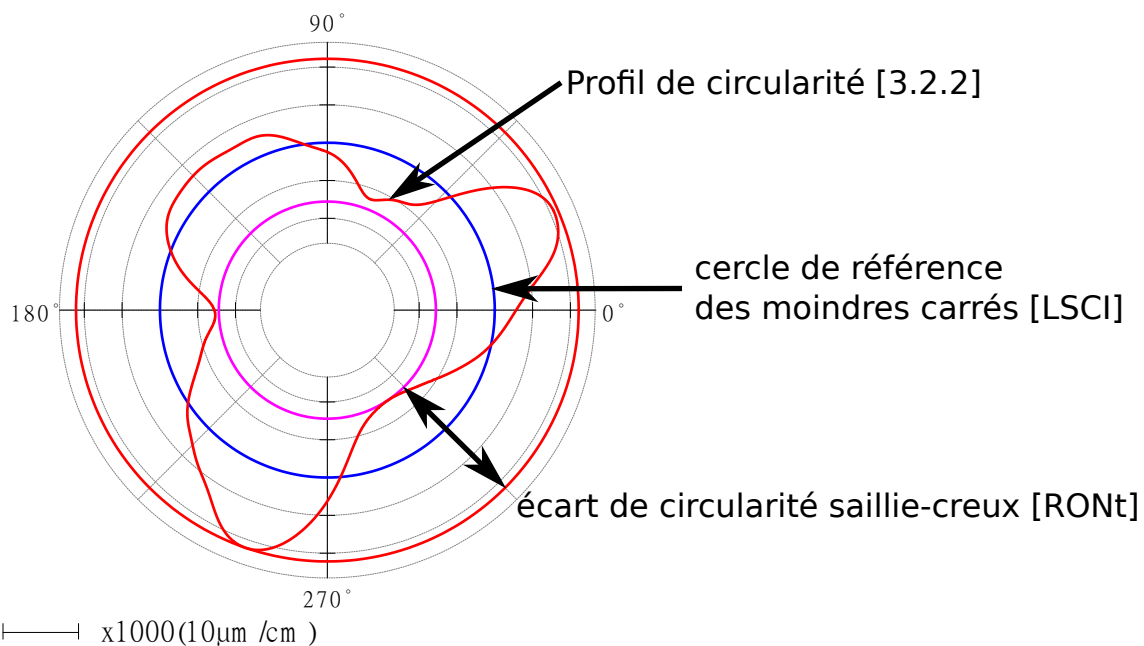


FIGURE 1.14 – Profil de circularité mesuré à l'aide d'un mesureur d'écart de forme ; Paramètres définis suivant la norme ISO 12181-1 de mai 2011. Est noté entre crochet la référence à la norme pour chaque paramètre indiqué.

Furness et all. [19] ou Abele et all. [10] mesurent ces paramètres à l'aide d'une machine de mesure tridimensionnelle ; Abdelhafeez et all. [20] utilisent un mesureur d'écart de forme.

Couramment, les auteurs étudient ces paramètres à au moins deux niveaux de mesure dans le trou. un niveau vers l'entrée du perçage et un vers la sortie.

Endo et all. [21] proposent une description plus complète des défauts géométriques des profils de circularité. Ils réalisent une représentation spectrale des sections des trous. L'étude se faisant sur des perçages de 1 mm de diamètre, il n'est pas aisé de réaliser les mesures avec un appareil de mesure doté d'un palpeur mécanique. Ils coupent donc les pièces à différentes hauteurs pour ensuite observer les sections avec un profilomètre optique. Puis, ils calculent les premiers coefficients de la série de Fourier correspondante au profil mesuré. Ainsi, ils sont en mesure de quantifier les sections pseudo-polygonales observées qui sont la conséquence des mouvements de l'outil. Ces travaux se distinguent sur deux aspects. Premièrement, ils donnent une meilleure représentation du défaut de circularité grâce à la quantification des différents harmoniques qui le constitue. Deuxièmement, ils multiplient le nombre de sections mesurées le long des trous. Cela fait apparaître

la complexité d'un perçage et le fait qu'il peut difficilement être réduit à un ou deux niveaux de mesure sur toute sa profondeur.

Les travaux réalisés par Furness et al. [19] s'attachent à quantifier l'influence des conditions de coupe sur les défauts géométriques. Pour cela, ils réalisent une étude statistique en faisant varier la vitesse de coupe et l'avance par tour de l'outil. Ils montrent que la variance observée, sur les paramètres tels que l'agrandissement ou la circularité des trous, est bien plus importante lorsqu'on change d'outils issus d'un même lot que lorsqu'on modifie les conditions de coupe. Ces conclusions sont confirmées par Abdelhafeez [20]. Des modifications minimales dans l'affûtage des outils ont bien plus d'impact que de larges changements sur la vitesse d'avance et la vitesse de coupe. Pour fonder leurs conclusions, les auteurs se basent sur la méthode statistique ANOVA. Cependant, ils précisent que certaines hypothèses de base de l'ANOVA ne sont pas respectées, en particulier l'hypothèse d'homoscédasticité de la variance. Cette hypothèse est essentielle pour assurer la validité des conclusions d'une ANOVA. Cette hypothèse stipule que la part aléatoire associée à chaque observation (l'erreur stochastique), a la même variance pour toutes les observations (l'écart-type de l'erreur est indépendant des paramètres testés). Or, une des conclusions des auteurs est que la variance semble varier beaucoup en fonction des paramètres testés (ils ne proposent pas d'analyse rigoureuse pour étayer cette affirmation). Ils préconisent qu'à l'avenir on ne se limite pas qu'à l'étude de l'évolution de la moyenne, mais de prendre en compte les changements de la variance.

1.2 Perçage vibratoire

1.2.1 Présentation générale

Dans les années 50, le professeur Poduraev [22] superposa un mouvement oscillant au mouvement d'avance de l'outil. Ces oscillations axiales, lorsqu'elles sont d'une amplitude suffisante en regard de l'avance par dent, permettent de transformer le procédé de perçage en un procédé de coupe interrompue [23], facilitant l'évacuation des copeaux par le fluide de coupe (fig. 1.15). De plus, l'effet de trémie provoqué par les vibrations et la diminution

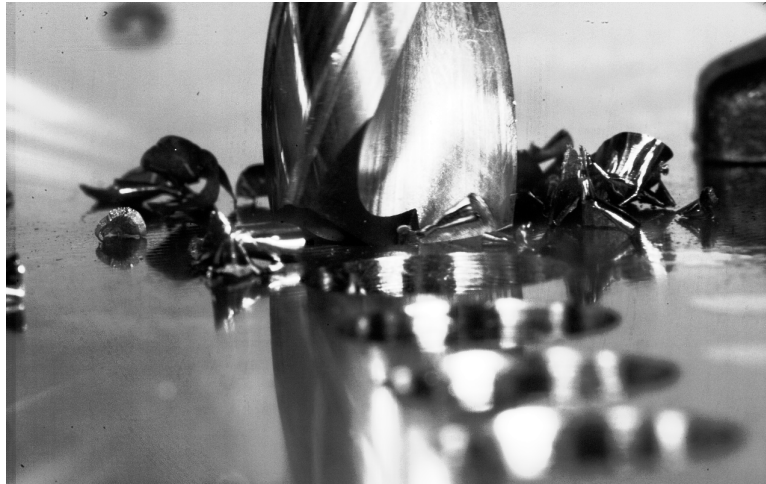


FIGURE 1.15 – Formation de copeaux discontinus en perçage vibratoire

des températures rencontrées lors du perçage vibratoire autorise à se passer de lubrifiants dans certaines applications [24]. Pecat [25] note une diminution de 43% de la température maximale mesurée à 1 mm de la paroi du trou lors du perçage de l'alliage de titane Ti6Al4V en utilisant le perçage vibratoire comparé au perçage conventionnel. Ces résultats confirment les premiers travaux effectués par Okamura [26]. Lors du perçage d'empilages CFRP-Ti6Al4V, Pecat [25] note que l'extraction des copeaux fragmentés permet de réduire considérablement les dommages créés sur la surface de la couche de CFRP par la remontée des copeaux. La diminution de la température conduit également à une nette diminution des bavures en sortie de la couche de Ti6Al4V, en concordance avec Okamura [26]. Enfin, Pecat [27] montre que l'application du procédé de perçage vibratoire dans le perçage de l'empilage CFRP-Ti6Al4V permet une nette diminution de l'usure de l'outil, très probablement liée à la nette diminution des températures mises en jeu lors du procédé. Brinksmeier [28] affine les conclusions de Pecat [25] en mettant en corrélation les températures mesurées avec la qualité de l'extraction des copeaux. Ainsi, il montre qu'il ne suffit pas de fractionner le copeau, mais bien d'obtenir une évacuation la plus fluide possible afin de limiter les phénomènes d'accumulation dans les goujures synonymes de frottements et d'accumulation de chaleur. Ainsi, il montre que les conditions de lubrifications ainsi que la taille et la masse des copeaux ont une influence significative sur la qualité d'extraction des copeaux en perçage vibratoire. Le procédé de perçage vibratoire permet en outre une diminution des efforts moyens [29] (couple et effort axial), ce qui peut être interprété comme un procédé plus efficace énergétiquement que le procédé de perçage conventionnel.

1.2.2 Perçage vibratoire auto-entretenu

L'origine de vibrations axiales peut être de deux types : soit auto-entretenues, soit forcées. Dans le cas des vibrations auto-entretenues, les vibrations sont obtenues en tournant à son avantage le phénomène de broutement axial de l'outil. Quand habituellement on recherche à tout prix à éviter l'apparition des vibrations en usinage, le perçage vibratoire auto-entretenu les utilise afin de fractionner le copeau. Des portes-outils spécifiques ont été conçus, de manière à créer un mode de vibration axiale dominant, dont les caractéristiques dynamiques peuvent être ajustées. La figure 1.16 représente un modèle équivalent

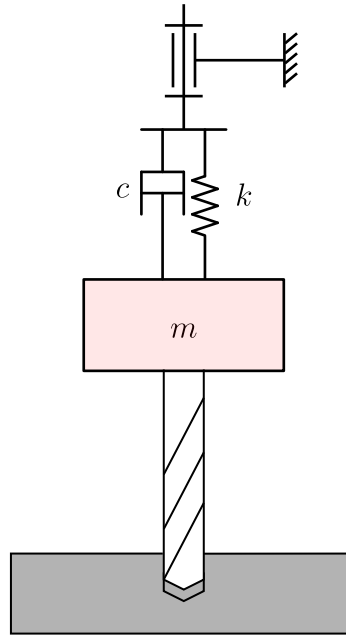


FIGURE 1.16 – Modèle dynamique de porte-outil pour perçage vibratoire auto-entretenu, d'après [23]

aux porte-outils de ce type. Le réglage se fait principalement par la modification de la raideur du ressort k . Toute la subtilité de ce procédé réside dans le choix des conditions opératoires à mettre en œuvre. En particulier, le choix de la vitesse de rotation de l'outil et de la raideur du ressort doit être fait en prenant en compte des impératifs fixés par le perçage à réaliser tels que : le matériau à percer, la longueur et le diamètre de l'outil, la masse m de l'ensemble oscillant, la géométrie de la pointe de l'outil. Plusieurs modélisations ont été proposées afin de guider l'utilisateur dans le choix des paramètres. Paris [23] propose une version "inversée" de la théorie analytique des lobes de stabilité afin de déterminer les zones d'instabilités en fonction de la vitesse de rotation de l'outil et de la raideur du ressort. Ce modèle analytique ne prend en compte que les efforts issus de la génération du copeau par les arêtes de coupe. Guibert [30] et Paris [31] proposent une simulation dans le domaine temporel du procédé prenant en compte l'influence du phénomène de talonnage de la face de dépouille de l'outil via l'ajout du concept d'arête virtuelle, ainsi que les efforts d'indentation autour de l'arête centrale. L'élément central pour obtenir une modélisation fidèle du procédé réside dans la justesse du modèle d'effort axial associé et du modèle dynamique de la tête de perçage [32, 33]. Or, ce modèle d'effort est dépendant du matériau percé, de la géométrie de l'outil et des conditions opératoires choisies. De plus, Tichkiewitch [29] montre que, quand bien même l'on travaille dans un domaine de fonctionnement adéquate générant des vibrations auto-entretenues, de faibles

perturbations peuvent induire un changement important du régime de vibrations. Ainsi, pour obtenir un process dont les vibrations sont stabilisées, il faut trouver un point de fonctionnement pas trop éloigné de la limite de stabilité du système, ce qui est contre-intuitif car on imagine qu'une petite modification dans les propriétés du matériau percé, ou sur la géométrie de l'outil, peut conduire à passer sous cette limite. Pour ces différentes raisons, il semblerait que ce procédé ne soit applicable uniquement dans des cas dont les conditions d'exécutions sont très répétables, ce qui est très rare en environnement industriel.

1.2.3 Perçage vibratoire à oscillations forcées

La seconde famille de procédé de perçage vibratoire est constitué des systèmes à vibrations forcées. Les oscillations axiales de l'outil ne sont plus le résultat d'une vibration

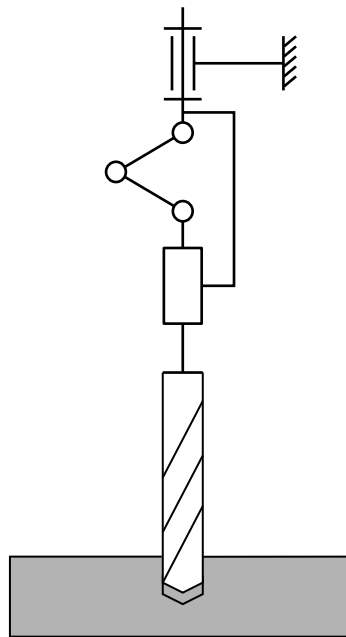


FIGURE 1.17 – Modèle cinématique de porte-outil vibratoire à oscillations forcées

entretenue par les phénomènes de coupe. C'est un système mécanique, schématisé sur la figure 1.17 par le jeu de bielles entre la liaison pivot de la broche et l'outil, qui génère les oscillations de celui-ci. Ainsi, il n'y a plus de dépendance aux conditions opératoires ou aux paramètres de l'outil et du matériau percé sur la génération des vibrations. Diverses solutions technologiques ont été proposées pour générer ces oscillations. On peut citer l'utilisation de trains d'engrenages dont les rapports de réduction évoluent, comme le dispositif breveté par Moraru et Brun [34]. On retrouve le dispositif commercialisé par la société MITIS [35], basé sur le principe d'une butée axiale dont une des bagues est ondulée, faisant ainsi varier l'épaisseur de la butée et provoquant les oscillations en fonction de la rotation de l'outil. D'autres solutions technologiques ont été proposées à base d'actionneurs piézoélectriques [36]. Actuellement, le perçage vibratoire par oscillations forcées se généralise. Dans l'aéronautique, les nouveaux matériaux utilisés et leurs combinaisons sous forme d'empilages rendent inapplicables les stratégies basées sur les oscillations auto-entretenues. C'est pourquoi l'on trouve de plus en plus d'études basées sur l'utilisation du perçage vibratoire par oscillations forcées [25, 27, 28, 37, 38, 39, 40, 41, 42]. Comme montré

par Pecat [25] et Brinksmeier [28], l'évacuation des copeaux est un point important pour assurer la réussite de l'opération de perçage. Ainsi, Ladonne [37] propose une modélisation cinématique du procédé de perçage par oscillations forcées en reconstituant la trajectoire des arêtes de l'outil et en prenant en compte le talonnage entre le fond du perçage et la dépouille de l'outil. Ladonne [37] est en mesure de déterminer la morphologie du copeau en fonction des différents paramètres du procédé : l'avance conventionnelle, l'amplitude des oscillations et la fréquence des oscillations. L'erreur entre les mesures expérimentales et la morphologie des copeaux est de l'ordre de 25% concernant leur sections angulaires. Sur ce constat, Ladonne [38, 39] complète la modélisation cinématique en ajoutant une flexibilité au système dans la direction axiale (fig. 1.18), ce qui a pour effet de diminuer l'amplitude des oscillations. Le modèle ainsi ajusté permet de prédire avec 1% d'erreur

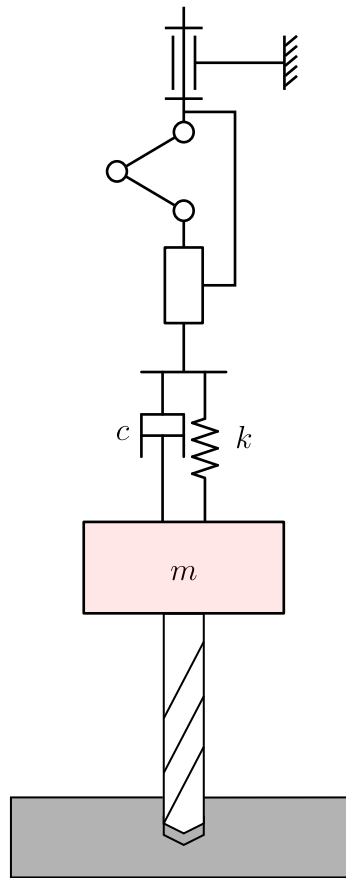


FIGURE 1.18 – Modèle cinématique de porte-outil vibratoire à oscillations forcées avec une flexibilité axiale

la trajectoire axiale du système lorsqu'on impose au système modélisé les effort axiaux mesurés expérimentalement.

1.3 Conclusion

A l'issue de cette revue bibliographique, nous sommes en mesure d'expliquer la nature des phénomènes conduisant à une bonne ou mauvaise qualité géométrique des trous réalisés au foret. Ainsi, les mouvements latéraux de l'outil sont à l'origine de la formation de trous dont les sections sont pseudo-polygonales. Ces géométries observées sont la conséquence de deux phénomènes agissant sur la pointe de l'outil : les efforts régénératifs dus aux passages successifs de l'outil et les efforts d'amortissement agissant au plus près de la pointe de l'outil et des listels.

Nous pouvons affirmer que les défauts de symétrie observés sur l'affûtage de la pointe de l'outil se traduisent directement sur la géométrie du trou par un agrandissement du diamètre. La dissymétrie de l'outil déséquilibre les efforts agissant sur la pointe. Afin de rétablir l'équilibre, le centre de rotation de l'outil se décale, d'où l'agrandissement du diamètre observé.

Les travaux de Endo [21] montrent qu'il est judicieux de mieux décrire la nature des défauts de circularités observés expérimentalement en adoptant une représentation spectrale de celles-ci. De plus, le caractère régénératif des phénomènes observés lors de la formation des trous conduisent à une lente évolution des paramètres le long des perçages. Ainsi, il est nécessaire d'adopter une représentation plus complète de la géométrie des perçage par un suivi fin de l'évolution des paramètres les décrivant : l'évolution du diamètre, de la circularité et les harmoniques associées.

Les études statistiques conduites pour étudier la qualité des trous montrent qu'il n'est pas aisé d'obtenir des conclusions fermes du fait de la grande variabilité des données observées. De plus, la nature des paramètres étudiés s'écarte assez fortement de l'hypothèse de normalité de la distribution des données. Des concessions importantes doivent être faites pour conduire des analyses de type ANOVA, en particulier dues à l'hypothèse d'homoscédasticité qui n'est pas vérifiée. De ce fait, il est nécessaire de développer une nouvelle approche pour la comparaison des perçages afin de prendre en compte les différences en moyenne et de variance.

L'état de l'art sur le perçage vibratoire nous montre que ce procédé a des intérêts indéniables. Le fractionnement du copeau autorise des perçages sans cycles de débouillage. Cela constitue un gain de productivité certain. La baisse de la température observée permet de limiter l'usage de la lubrification, et ce même dans des matériaux réputés pour leurs difficultés d'usinage liées à l'évacuation de la chaleur, tels que les alliages de titane. La baisse de la température conduit également à une diminution des bavures en sortie de perçage. Cependant, l'état de l'art montre également que ce procédé peut être difficile à maîtriser. Premièrement, ce procédé offre plus de paramètres de réglage qu'une opération de perçage conventionnel. Cela demande de comprendre les interactions entre ces différents paramètres. Concernant la technologie de perçage auto-entretenu, nous avons vu qu'elle apporte une réponse originale mais dont l'équilibre est subtil pour en maîtriser toutes les caractéristiques et donc fiabiliser le process. Le perçage vibratoire à oscillations forcées est par nature plus robuste en ce qui concerne l'application des oscillations. Cependant, les avantages du perçage vibratoire peuvent être balayés par une mauvaise évacuation des copeaux générés et un talonnage excessif induisant des chocs sur les outils. Dès lors, l'état de l'art s'est attaché à comprendre les mécanismes de formation du copeau en perçage vibratoire. Ainsi, une compréhension qui se voudrait exhaustive du procédé doit prendre en compte les phénomènes de coupe, les phénomènes de talonnage ainsi que les déformations axiales de la structure.

Si les différents éléments de la littérature traitent indéniablement d'éléments importants pour la qualité générale des trous obtenus (éviter les phénomènes de bourrage copeaux dans les goujures, limiter la production de chaleur et d'effort axial et in fine les bavures en sortie de trou), il y a un élément qui n'est pas abordé. Quand bien même tous les éléments mentionnés précédemment seraient maîtrisés, cela n'est pas l'assurance d'une bonne qualité de trou au sens de ce qui est attendu dans l'industrie aéronautique pour les pré-perçages avant alésage à destination des rivets. En particulier, les éléments sus-mentionnés ne sont pas en mesure d'expliquer la géométrie des trous observés expérimentalement ainsi que leurs dispersions.

Le périmètre de cette thèse commence dans le cas d'un trou idéal, parfaitement cylindrique, dont le diamètre est égal au diamètre de l'outil, et se termine juste avant que les problèmes sus-mentionnés ne commencent, tels que les bourrages copeaux ou l'excès de bavure en sortie de perçage. nous nous appliquerons à mieux comprendre comment la dynamique du procédé influe sur la qualité géométrique du perçage en l'absence de problèmes liés à la température ou à l'évacuation des copeaux. Pour ce faire, nous nous appuyerons sur ce qui a déjà été réalisé à ce sujet dans le cadre du perçage conventionnel.

Chapitre 2

Représentation et comparaison expérimentale de la qualité géométrique des trous percés au foret

2.1 Représentation spectrale de la géométrie des trous percés au foret

Ce chapitre est consacré à l'élaboration d'une représentation de la qualité géométrique des trous. Cette représentation devra tenir compte des conclusions émises à la suite de l'analyse de l'état de l'art. Elle reprend le principe proposé par Endo [21] d'utiliser une décomposition spectrale des sections successives d'un trou pour décomposer le défaut de circularité en défauts élémentaires. La représentation présentée dans ce manuscrit complète celle de Endo par plusieurs aspects. En premier lieu, nous définirons les défauts associés à chaque harmonique à la fois de manière absolue, puis en les rapportant au défaut total de circularité de la section considérée. Ainsi, nous serons en mesure de comparer le poids de chaque harmonique sur le défaut total du perçage. De plus, nous définirons la notion d'agrandissement en considérant la différence entre le diamètre du cercle associé à chaque section et le diamètre de l'outil ayant réalisé le trou. Nous verrons également que la décomposition spectrale permet de bien représenter l'aspect hélicoïdal de la surface des trous à travers l'analyse de la phase des harmoniques.

Enfin, nous verrons que cette représentation des perçages permet d'effectuer des comparaisons statistiques robustes, aussi bien en terme de comportement moyen qu'en analyse de la dispersion des grandeurs calculées via l'analyse des écarts-types.

2.1.1 Dispositif expérimental

Dans cette section, nous nous attacherons à décrire la géométrie d'un trou percé au foret d'un diamètre de 7,8 mm et de 20 mm de long. L'opération de perçage est réalisée dans des pions en alliage de titane Ti6Al4V (Fig. 2.1) à l'aide d'un foret en carbure de tungstène (Fig. 2.2) de longueur totale de 110 mm.



FIGURE 2.1 – Pion cylindrique percé

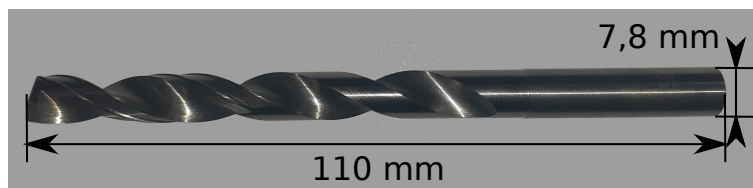


FIGURE 2.2 – Foret hélicoïdal en carbure monobloc pour perçage sur machine UPA

Les trous sont réalisés à l'aide d'une machine UPA FIVES eADU Elec DM800 identique à celle présentée en introduction, équipée d'un dispositif MITIS générant des oscillations axiales à la fréquence de 1,5 oscillations par tour et d'une amplitude de 0,15 mm. Le foret est guidé sur l'avant par un canon (Fig. 2.3).

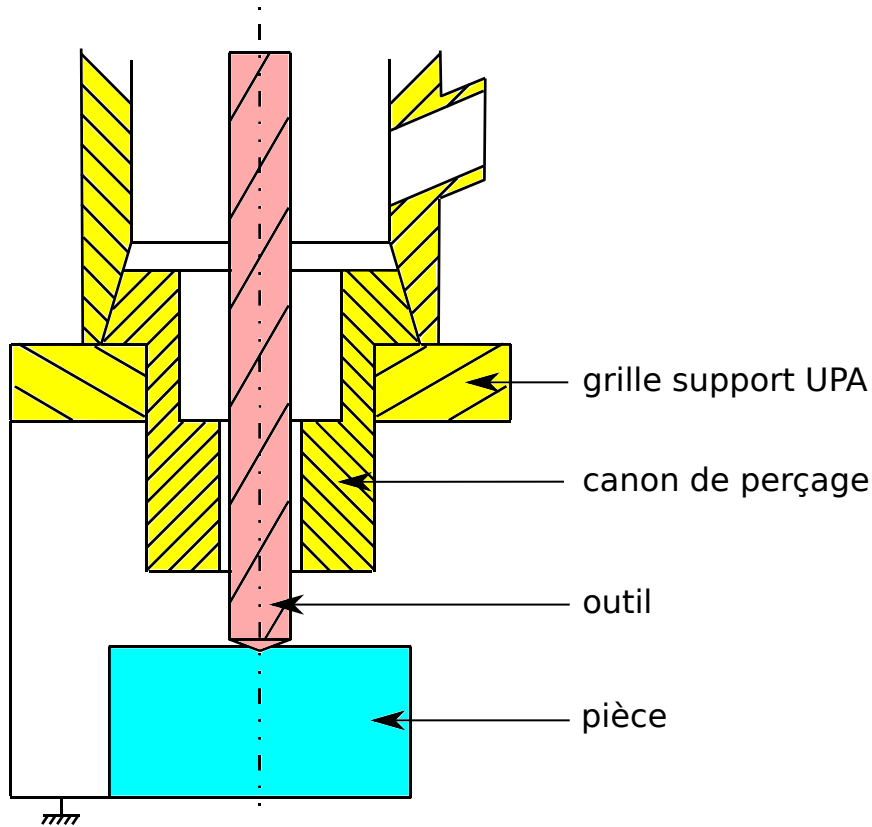


FIGURE 2.3 – Schéma du guidage de l'outil par canon sur UPA

L'avance par tour utilisée est de 0,05 mm/tr, et la vitesse de coupe est fixée à 22 m/min. La lubrification est assurée par un dispositif MQL générant un brouillard d'huile en bout d'outil via des canaux de lubrification internes. Le tableau suivant récapitule les paramètres opératoires utilisés :

TABLE 2.1 – Conditions opératoires utilisées

| | |
|---------------------------------|------------------------|
| Machine | UPA FIVES eADU DM800 |
| Matériau percé | Ti6Al4V |
| Profondeur percé [mm] | 20 |
| Longueur d'outil [mm] | 110 |
| Diamètre de l'outil [mm] | 7,8 |
| Vitesse de coupe [m/min] | 22 |
| Avance [mm/tr] | 0,05 |
| Amplitude des oscillations [mm] | 0,15 |
| Oscillations par tour | 1,5 |
| Lubrification | MQL ACCU-LUBE LB :5000 |

La topographie des trous est caractérisée à l'aide d'un mesureur d'écart de forme Mitutoyo RA-2200-DS (Fig. 2.4). Elle est obtenue en réalisant une succession d'acquisition de profils de circularités le long de l'axe du trou (Fig. 2.5). Un pas de 0,2 mm entre chaque section est choisi afin d'obtenir une description fine de la géométrie. Ainsi, 99 sections sont mesurées le long des 20 mm de l'échantillon. Chaque section est constituée de 7200 points de mesure.



FIGURE 2.4 – Measureur d'écart de forme Mitutoyo RA-2200-DS avec un échantillon à mesurer

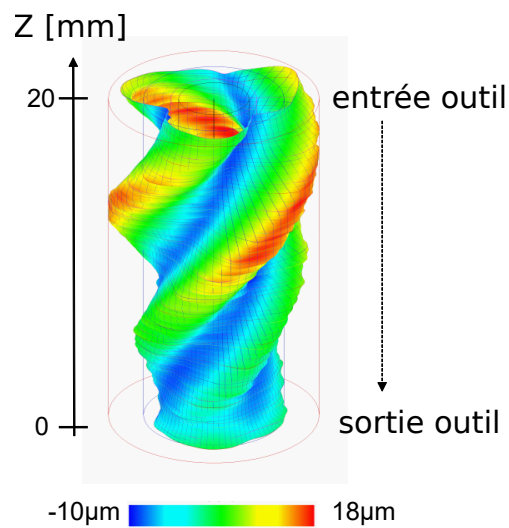


FIGURE 2.5 – Vue 3D d'un profil extrait à l'aide d'un mesureur d'écart de forme

2.1.2 Définition et calcul des paramètres de représentation de la géométrie du trou

Le mesureur d'écart de forme fournit 99 profils de circularité. Chaque profil peut être considéré comme une fonction 2π périodique avec une représentation en coordonnées polaires (Fig. 2.6). Le profil est considéré comme une fonction continue et dont la dérivée

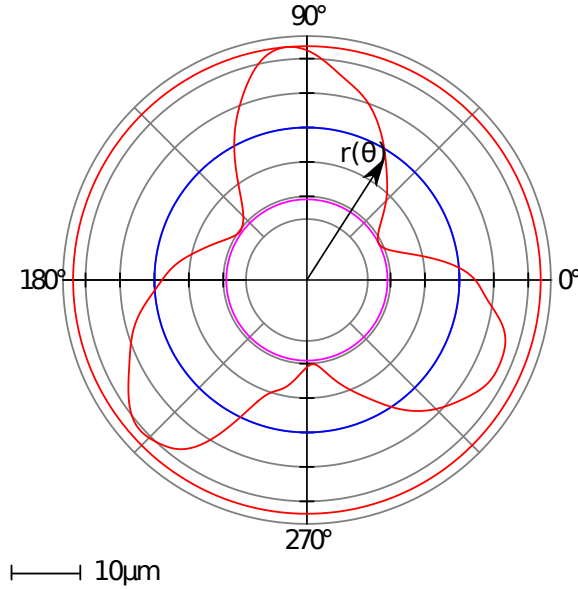


FIGURE 2.6 – Exemple de profil de circularité et système de coordonnées polaire associé est également continue. Ces conditions assurent la convergence de la série de Fourier pour tous les points de $r(\theta)$. La décomposition en série de Fourier peut s'écrire comme :

$$r(\theta) = r_m + \sum_{k=1}^{+\infty} a_k \cos(k\theta + \varphi_k) \quad (2.1)$$

La transformée de Fourier discrète du signal échantillonné $r^*(n)$ de $r(\theta)$ est :

$$R(k) = \sum_{n=0}^{N-1} r^*(n) \exp(-2j\pi k \frac{n}{N}) \quad 0 \leq k < \frac{N}{2} \quad (2.2)$$

Avec N le nombre de points du profil. La période d'échantillonnage θ_e et le nombre de points N sont choisis de manière à respecter la condition suivante :

$$N \cdot \theta_e = 2\pi \quad (2.3)$$

grâce à la relation très étroite entre la transformation de Fourier discrète et les coefficients de la série de Fourier pour un signal périodique, on obtient les coefficients r_m , a_k et φ_k de l'équation 2.1 à partir des coefficients $R(k)$ de l'équation 2.2 :

$$r_m = \frac{R(0)}{N} \quad a_k = 2 \frac{|R(k)|}{N} \quad \varphi_k = \arg(R(k)) \quad (2.4)$$

Les coefficients $R(k)$ sont calculés en utilisant un algorithme FFT (Fast Fourier Transform). Dans la plupart des cas, il est suffisant de calculer les harmoniques jusqu'à $k = 3$. Parfois, il peut être nécessaire d'aller jusqu'à $k = 5$.

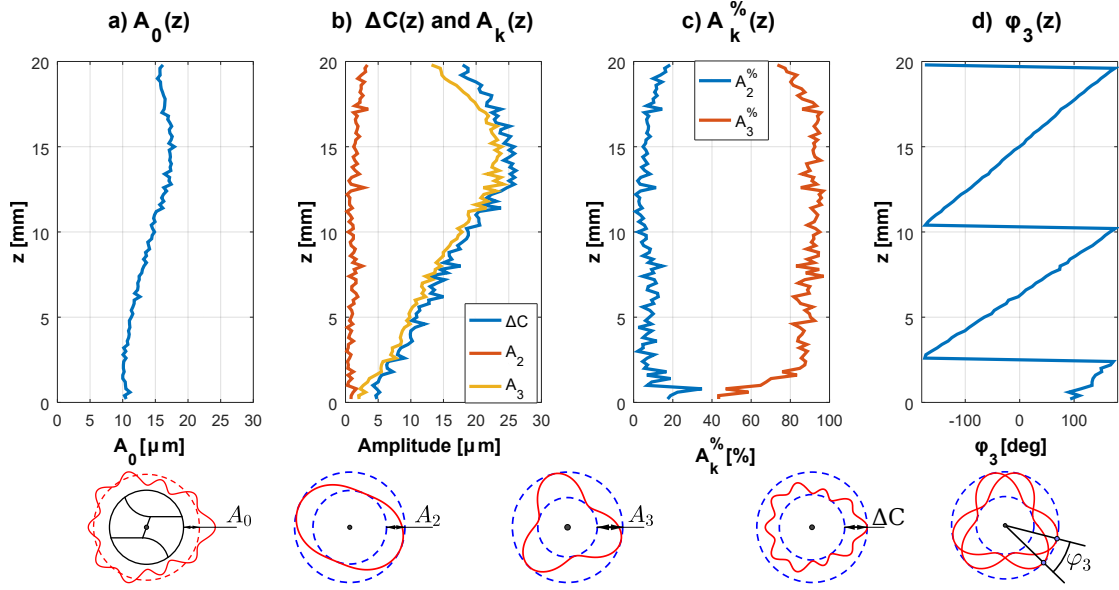


FIGURE 2.7 – Représentation spectrale d’un trou percé au foret. a) Agrandissement b) Défaut de circularité total ; erreur due au second et troisième harmoniques, respectivement $A_2(z)$ et $A_3(z)$ c) erreur de circularité relative due au second et troisième harmonique, respectivement $A_2^{\%}(z)$ et $A_3^{\%}(z)$ d) Évolution de la phase du troisième harmonique φ_3 .

La figure 2.7 présente la description spectrale du trou percé au foret de la figure 2.5. La définition des paramètres représentés est donnée à la suite de la figure.

Le rayon moyen d’une section est donné par r_m . Le diamètre de chaque section peut être comparé au diamètre de l’outil D . On définit l’agrandissement de la section par A_0 comme :

$$A_0 = r_m - \frac{D}{2} \quad (2.5)$$

Le défaut de circularité de l’harmonique k est représenté par le coefficient A_k . Le coefficient a_k de l’équation 2.1 correspond à la moitié de la contribution de l’harmonique k au défaut de circularité total de la section noté ΔC . On a donc :

$$A_k = 2a_k \quad (2.6)$$

Afin de juger l’importance du défaut de l’harmonique k sur le défaut de circularité total, on définit le coefficient $A_k^{\%}$ comme :

$$A_k^{\%} = \frac{A_k}{\Delta C} \quad (2.7)$$

En calculant les paramètres A_0 , ΔC , A_k , $A_k^{\%}$ et ϕ_k pour chaque section mesurée, il devient possible de suivre l’évolution des coefficients tout le long de l’axe du trou (Fig. 2.7).

La figure 2.7 a) représente l’évolution de l’agrandissement $A_0(z)$. A l’entrée du trou, la différence entre le rayon de l’outil et les sections du perçage est de $15 \mu\text{m}$. L’agrandissement augmente doucement jusqu’à $18 \mu\text{m}$ à la position $z = 15 \text{ mm}$. Ensuite, l’agrandissement décroît progressivement jusqu’à $10 \mu\text{m}$ à la sortie du trou.

La figure 2.7 b) montre l’évolution du défaut de circularité total $\Delta C(z)$ et la contribution du second et troisième harmonique, respectivement $A_2(z)$ et $A_3(z)$. On observe

la même tendance pour le défaut de circularité total $\Delta C(z)$ que pour l'agrandissement $A_0(z)$. A l'entrée du trou, le défaut de circularité total est autour de $18 \mu\text{m}$. Ensuite, le défaut de circularité augmente jusqu'à atteindre $25 \mu\text{m}$ à la position $z = 15 \text{ mm}$. Puis, le défaut de circularité décroît jusqu'à $5 \mu\text{m}$ à la sortie du trou. La courbe du défaut associé au troisième harmonique $A_3(z)$ suit le même profil que la courbe du défaut de circularité total $\Delta C(z)$. Cela montre que le troisième harmonique est ici le défaut dominant responsable de la géométrie pseudo-polygonale du trou. Le second harmonique, correspondant à un ovale, est négligeable. Cela est confirmé par la figure 2.7 c) représentant les défauts relatifs du second et troisième harmonique, respectivement $A_2\%(z)$ et $A_3\%(z)$. On observe que $A_3\%(z)$ domine largement avec des valeurs supérieures à 80% sur la majorité du trou, à l'exception des premiers millimètres à l'entrée et des derniers à la sortie. A contrario, $A_2\%(z)$ est inférieur à 10% sur la grande majorité du perçage. On note une légère remontée autour de 20% en entrée et en sortie de trou.

La figure 2.7 d) montre l'évolution de la phase du défaut de circularité associé au troisième harmonique $\varphi_3(z)$. On constate que l'angle évolue avec un pas très régulier tout au long du trou. On peut constater que le pas de l'hélice générée par le déphasage des sections est d'environ 20 mm/tr . Les sections ont donc réalisées un tour complet le long du trou. Cela correspond à ce que l'on observe sur la figure 2.5.

La représentation du perçage que nous avons obtenue permet de mieux apprécier comment la géométrie du trou s'est formée. Lors de l'entrée du foret dans la matière, l'outil est peu guidé. Dans le cas décrit le jeu entre le canon et l'outil est de $80 \mu\text{m}$. Alors, l'outil commence par générer son propre guidage durant les 5 premiers millimètres du perçage. Durant cette phase, l'agrandissement du trou est important, il évolue peu. Au même moment, plus l'outil s'enfonce, plus les mouvements de l'outils deviennent réguliers, les mouvements latéraux de l'outil tendent à générer des sections trilobées. Ensuite, lorsque l'outil a réalisé son propre guidage dans les 5 premiers millimètres du trou, on observe une décroissance constante des valeurs d'agrandissement et de défaut de circularité. Dans cette phase, les listels de l'outil jouent leurs rôle de guidage. Cependant, le caractère régénératif des efforts de coupe appliqués sur l'outil conduisent à une diminution lente du défaut de circularité et d'agrandissement. L'outil tend progressivement à se centrer, d'où la diminution du diamètre des sections, et il oscille moins latéralement. Enfin, lorsque la pointe débouche, cela crée une perturbation sur l'outil. Les mouvements latéraux sont moins réguliers, ce qui tend à ne plus générer de formes tri-lobées.

2.1.3 Conclusion intermédiaire

La représentation de la géométrie des trous proposée permet une évaluation fine des caractéristiques des trous. La décomposition du défaut de circularité des sections en défauts élémentaires, puis le suivi de l'évolution des différents paramètres le long de l'axe du trou permet d'estimer comment l'outil a travaillé pour générer la géométrie finale. On peut ainsi définir la signature du procédé sur la géométrie du perçage.

Jusqu'ici, nous avons traité de la description de la géométrie d'un seul trou. Or, pour établir des conclusions d'ordres générales sur la signature d'un procédé, il est nécessaire de raisonner sur des familles de perçage. Dans la section qui suit, nous allons voir comment les indicateurs établis précédemment vont nous permettre d'établir des profils moyens associés à un procédé.

2.2 Comparaison de la géométrie des trous issus de plusieurs configurations de perçage

L'état de l'art a montré qu'il est difficile de réaliser des comparaisons robustes de la qualité géométrique des trous. Souvent, le rapport signal sur bruit des indicateurs suivis lors de la comparaison de plusieurs procédés est très mauvais. Il en résulte une grande difficulté pour conclure si les différences observées expérimentalement sont statistiquement significatives ou pas. Les auteurs ont suggéré d'aller au-delà de la comparaison des valeurs moyennes des indicateurs et de s'intéresser également à la variance.

Fort de ce constat, on propose d'utiliser la nouvelle description géométrique des trous présentée précédemment, afin de comparer l'évolution des indicateurs le long de l'axe des trous. Les outils développés permettent d'obtenir une bonne capacité de discrimination des différences observées, même lorsque l'on compare des procédés très proches (légère variation de la géométrie des outils due aux tolérances de fabrication, évolution des pièces soumises à l'usure : canon de perçage).

Afin d'illustrer la démarche proposée, nous la présenterons sous la forme d'une étude de cas. Nous avons vu que le guidage de l'outil sur machine UPA est assuré par un canon lors de la phase initiale de pénétration de la pointe. Cette pièce est soumise à l'usure. De plus, le choix du canon chez les clients n'est pas directement corrélé au diamètre du foret utilisé. Ainsi, en fonction des ajustements du diamètre de l'outil effectué pour centrer la cote diamétrale à viser, le jeu entre l'outil et le canon s'en trouve modifié. Dans cette étude, on propose d'analyser l'impact de la variation du jeu entre le canon et l'outil.

2.2.1 Protocole expérimental

L'étude consiste à réaliser une série d'essais de perçage avec cinq canons de diamètres différents et un même outil. Tous les paramètres à l'exception du jeu entre le canon, paramètre j (fig. 2.8) et l'outil sont identiques pour chaque essai réalisé. Les valeurs de jeu entre l'outil et les canons sont données dans la tableau 2.2.

TABLE 2.2 – Jeu entre l'outil et les canons de perçage utilisés.

| Canon | A | B | C | D | E |
|-----------------------|-----------|------------|------------|------------|------------|
| Jeu [μm] | 9 ± 2 | 25 ± 2 | 45 ± 2 | 65 ± 2 | 80 ± 2 |

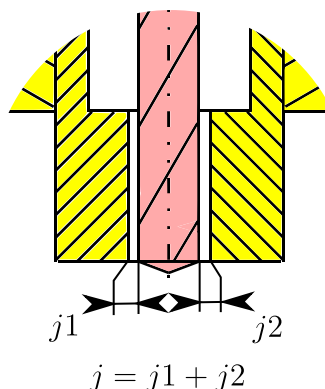


FIGURE 2.8 – Illustration du jeu canon j

Les conditions de coupe utilisées et les dimensions des trous réalisées sont identiques à celles énoncées dans la section 2.1.1. Chaque configuration testée est répliquée 7 fois afin de constituer un échantillon de taille significative. On réalise donc 35 perçages avec le même outil et différents canons. L'ordre de réalisation des trous est généré de manière aléatoire afin de limiter les biais liés à l'usure sur l'expérience. En agissant ainsi, l'usure de l'outil est répartie équitablement sur toutes les configurations testées. Pour choisir l'ordre de réalisation des essais, on réalise un tirage sans remise des 35 perçages à réaliser. Un tirage avec remise des différentes configurations à tester aurait été parfait du point de vue des hypothèses à respecter pour ne pas introduire de biais dans l'expérience vis à vis de l'ordre de réalisation des essais. Cependant, en réalisant ce type de tirage sur avec un faible nombre de réplication, il se trouve qu'il y a certaines configurations de perçage qui sont tirés très souvent et d'autres n'ayant qu'un petit nombre de réplication. Le tirage sans remise nous permet d'équilibrer le nombre de réplication de chaque configuration, cependant on introduit un léger biais dans l'expérience. Nous considérons ici que le biais introduit est acceptable compte-tenu du nombre de réplication choisi.

Nous allons présenter cette étude en deux temps. En premier lieu, nous définirons le profil type d'un trou réalisé avec le canon A. Nous nommerons cette configuration "jeu 9" en référence à la valeur du jeu entre le canon et l'outil. La configuration "jeu 9" est celle que nous choisirons comme référence. Dans un second temps, nous étudierons les autres configurations par rapport à cette configuration de référence.

2.2.2 Analyse de la configuration de référence : "jeu 9"

Nous avons vu que chaque cas est répliqué 7 fois. Ces réplications constituent un tirage aléatoire au sein de la population de tous les trous réalisables dans une configuration donnée. Nous pouvons calculer la valeur moyenne et l'écart-type pour chaque indicateur et pour chaque niveau de mesure. On note $m(X)$ la moyenne observée pour l'indicateur X et $s(X)$ l'écart-type observé. À partir de ces valeurs, nous sommes en mesure d'estimer l'espérance et la variance pour l'ensemble de la population considérée. On note $\mu(X)$ et $\sigma^2(X)$ l'espérance et la variance de la population de l'indicateur X . D'après [43], l'intervalle de confiance pour l'espérance μ à un niveau de confiance $(1 - \alpha)$ est égal à :

$$m(X) - t_{(n-1;1-\alpha/2)} \frac{s(X)}{\sqrt{n}} < \mu(X) < m(X) + t_{(n-1;1-\alpha/2)} \frac{s(X)}{\sqrt{n}} \quad (2.8)$$

n : Nombre d'éléments constituant l'échantillon analysé.

$t_{(n-1;1-\alpha/2)}$: Quantile d'ordre $1 - \alpha/2$ de la loi de Student à $n - 1$ degrés de liberté.

L'intervalle de confiance de la variance σ^2 au niveau de confiance $(1 - \alpha)$ est quand à lui égal à :

$$\frac{ns^2(X)}{l2} < \sigma^2(X) < \frac{ns^2(X)}{l1} \quad (2.9)$$

$l1$ et $l2$: Quantiles de la loi du Khi-deux $\chi^2(n - 1)$ à $n - 1$ degrés de liberté, respectivement d'ordre $\alpha/2$ et $1 - \alpha/2$.

La figure 2.9 illustre l'évolution de l'estimation de l'espérance et de l'écart-type des paramètres A_0 , A_2 , A_3 et ΔC pour la configuration "jeu 9". Le trait continu représente la moyenne et l'écart-type observés, respectivement $m(X)$ et $s(X)$. Les barres d'erreurs représentent les intervalles de confiance associés à l'espérance et à l'écart-type, calculés avec un niveau de confiance $\alpha = 10\%$ et $n = 7$ à l'aide des formules 2.8 et 2.9.

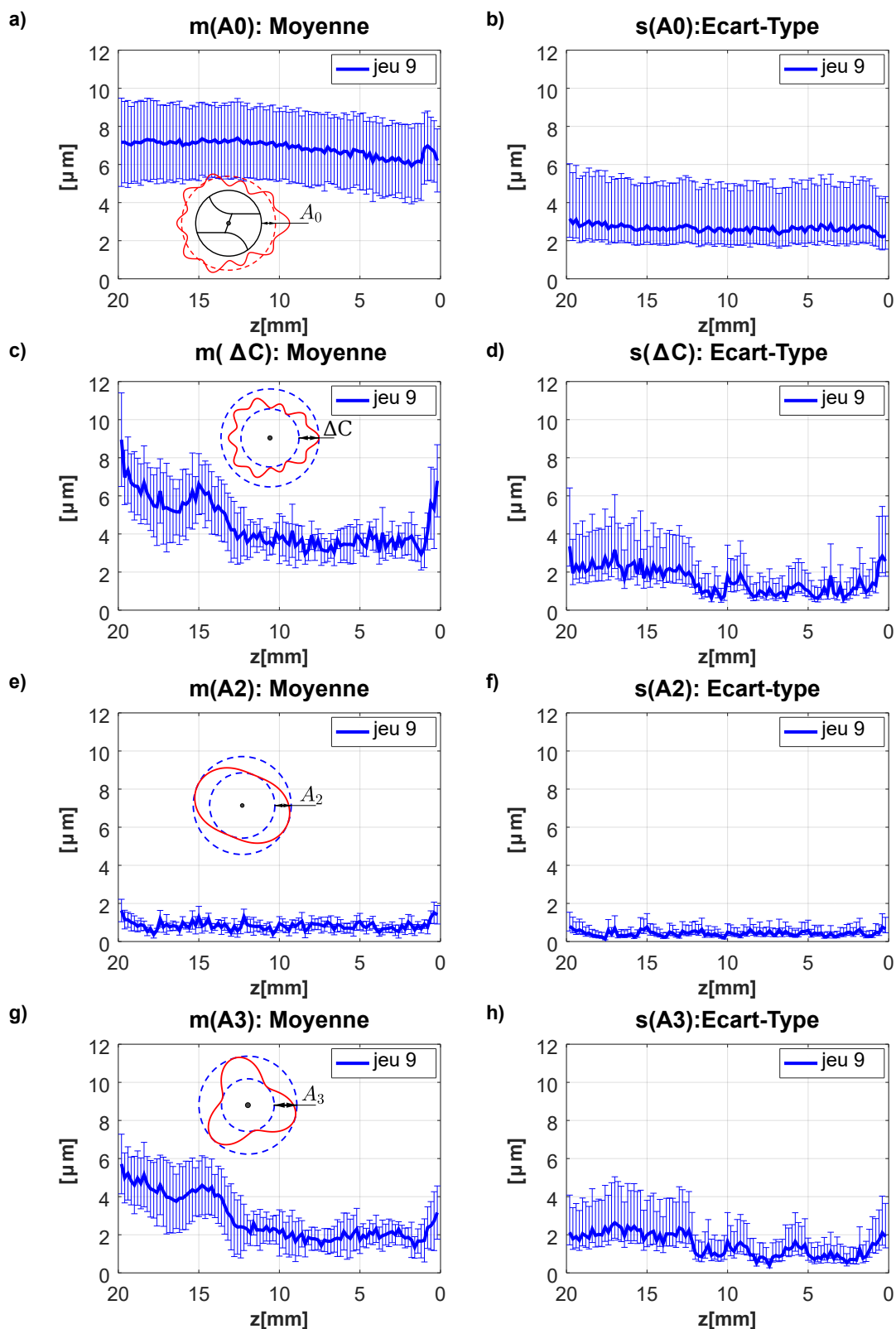


FIGURE 2.9 – Représentation spectrale des trous "jeu 9". a) Moyenne de A_0 b) Écart-type de A_0 c) Moyenne de ΔC d) Écart-type de ΔC e) Moyenne de A_2 f) Écart-type de A_2 g) Moyenne de A_3 h) Écart-type de A_3 .

La figure 2.9 a) montre l'évolution de l'agrandissement moyen. On constate que le diamètre du trou est relativement constant le long du trou. L'évolution de la valeur moyenne mesurée (trait bleu continu) indique une variation d'environ $1,5 \mu\text{m}$ entre l'entrée et la sortie du trou, avec un agrandissement moyen compris entre 5 et $9 \mu\text{m}$ d'après les barres d'erreurs. L'incertitude sur la valeur moyenne est la conséquence de la dispersion et de la taille de l'échantillon analysé. La dispersion est quantifiée par l'analyse de l'écart-type sur la figure 2.9 b). Comme on peut le constater, l'écart-type mesuré est également très régulier le long de l'axe du trou. L'estimation de l'écart-type de la population oscille entre 2 et $5,5 \mu\text{m}$.

Les figures 2.9 c) et d) présentent l'évolution du défaut de circularité moyen et l'écart-type associé. On distingue 3 phases sur les graphiques pendant la formation du trou. La première phase, à l'entrée du trou entre le $20^{\text{ème}}$ et le $12^{\text{ème}}$ millimètre, correspond à une phase de transition, jusqu'à ce que l'outil atteigne un comportement nominal durant la seconde phase. Enfin, la troisième phase est comprise entre le $3^{\text{ème}}$ millimètre et la sortie du trou. Cette phase de sortie correspond à la sortie progressive de la pointe de la matière. Pendant la première phase, le défaut de circularité moyen observé décroît de 9 à $4 \mu\text{m}$. A cet instant, il y a une compétition entre les effets régénératifs associés aux efforts de coupe et l'effet amortissant des listels. La diminution lente du défaut de circularité observé montre l'importance des phénomènes régénératifs ayant lieu pendant une opération de perçage. A ce moment de la formation du trou, l'écart-type est un peu plus important que durant la phase de perçage nominale qui s'ensuit. Cela peut s'expliquer par l'incertitude du positionnement de l'outil lors de la phase d'attaque de l'outil à l'entrée du trou. Il y a une part non négligeable de hasard quand au positionnement de l'outil lors des tout premiers contacts avec la matière, due au jeu avec le canon et à la flexibilité de la broche et de l'outil. Puis, plus l'outil s'enfonce dans la matière, moins l'influence de ce positionnement hasardeux au départ se fait sentir, les comportements de l'outil convergent au fur et à mesure que l'outil s'enfonce. Ainsi il est primordial que les propriétés d'auto-centrage de l'outil assure le meilleur comportement possible en début de trou, sinon les répercussions se font sentir pendant plusieurs millimètres après l'enfoncement complet de la pointe de l'outil.

L'analyse des figures 2.9 e) f) g) et h) indique une bonne adéquation entre la géométrie des trous observés et les mécanismes de formation de ceux-ci décrit dans la bibliographie. Les très faibles valeurs de A_2 correspondant au second harmonique du défaut de circularité pendant chacune des 3 phases décrites précédemment et la dominance de A_3 indique que la condition de compatibilité cinématique assurant qu'il n'y a pas de recoupe de la paroi du trou par les passages successifs des listels de l'outil est assurée. La forme du trou est la conséquence de la trajectoire elliptique de la pointe de l'outil avec une vitesse de rotation proche de deux fois la vitesse de rotation de la broche. La valeur moyenne de A_3 suit le défaut de circularité moyen avec un écart d'environ $1,5 \mu\text{m}$. La même tendance est observée pour l'évolution de l'écart-type.

On peut noter que durant la troisième phase du perçage, associé à la sortie progressive de la pointe de l'outil, le défaut de circularité augmente, de même que sa composante A_3 . Durant cette phase, l'arête centrale de l'outil se désengage de la matière. Or, cette partie active de l'outil contribue beaucoup à l'amortissement des mouvements latéraux de l'outil. Progressivement, seul les listels contribuent à l'amortissement, et cela n'est plus suffisant pour compenser les efforts de coupe régénératifs agissant sur les arêtes de l'outil.

2.2.3 Comparaison des autres configurations de perçage avec la configuration de référence

Dans la section précédente, nous avons vu comment nous pouvons décrire et analyser un échantillon (7 trous) issu d'une même population ("jeu 9") au moyen de l'analyse de la moyenne et de l'écart-type observés des paramètres A_0 , A_2 , A_3 et ΔC . Puis, nous avons pu effectuer des analyses du comportement du procédé de perçage portant sur toute la population grâce à l'estimation de l'espérance et de la variance de chaque paramètre.

Désormais, nous allons nous attacher à comparer les autres configurations de perçage, "jeu 25", "jeu 45", "jeu 65" et "jeu 80" par rapport à la configuration de référence choisie "jeu 9". Pour se faire, on définit les variables suivantes :

$$D(m[X])_{i-9} = m[X]_i - m[X]_9 \quad (2.10)$$

$$D(s[X])_{i-9} = s[X]_i - s[X]_9 \quad (2.11)$$

X : Paramètre A_0 , A_2 , A_3 ou ΔC .

i : Indice représentant chaque cas "jeu 25", "jeu 45", "jeu 65" ou "jeu 80".

Les figures 2.10 à 2.13 présentent l'évolutions de ces variables pour chaque paramètre et chaque configuration de perçage.

Afin de quantifier les similarités entre le cas de référence et les autres configurations de perçage, on calcule la p-value associée à l'hypothèse nulle H_0 des tests statistiques de comparaison de la moyenne et de l'écart-type. Le test de Welch est utilisé pour comparer les moyennes. Ce test est un dérivé du test t de Student dans le cas où l'hypothèse d'égalité des variances entre les deux populations comparées n'est pas valable. L'hypothèse nulle associée au test de Welch utilisé ici est

$$H_0 : \mu_9(X) \geq \mu_i(X) \quad (2.12)$$

Avec $\mu_9(X)$ et $\mu_i(X)$ l'espérance de la population d'un paramètre X respectivement pour le cas de référence "jeu 9" et le cas "jeu i ".

Le test de Fischer-Snedecor est utilisé pour comparer les écart-types de chaque population. L'hypothèse nulle associée au test est :

$$H_0 : \sigma_9(X) = \sigma_i(X) \quad (2.13)$$

Avec $\sigma_9(X)$ et $\sigma_i(X)$ l'écart-type de la population d'un paramètre X respectivement pour le cas de référence "jeu 9" et le cas "jeu i ".

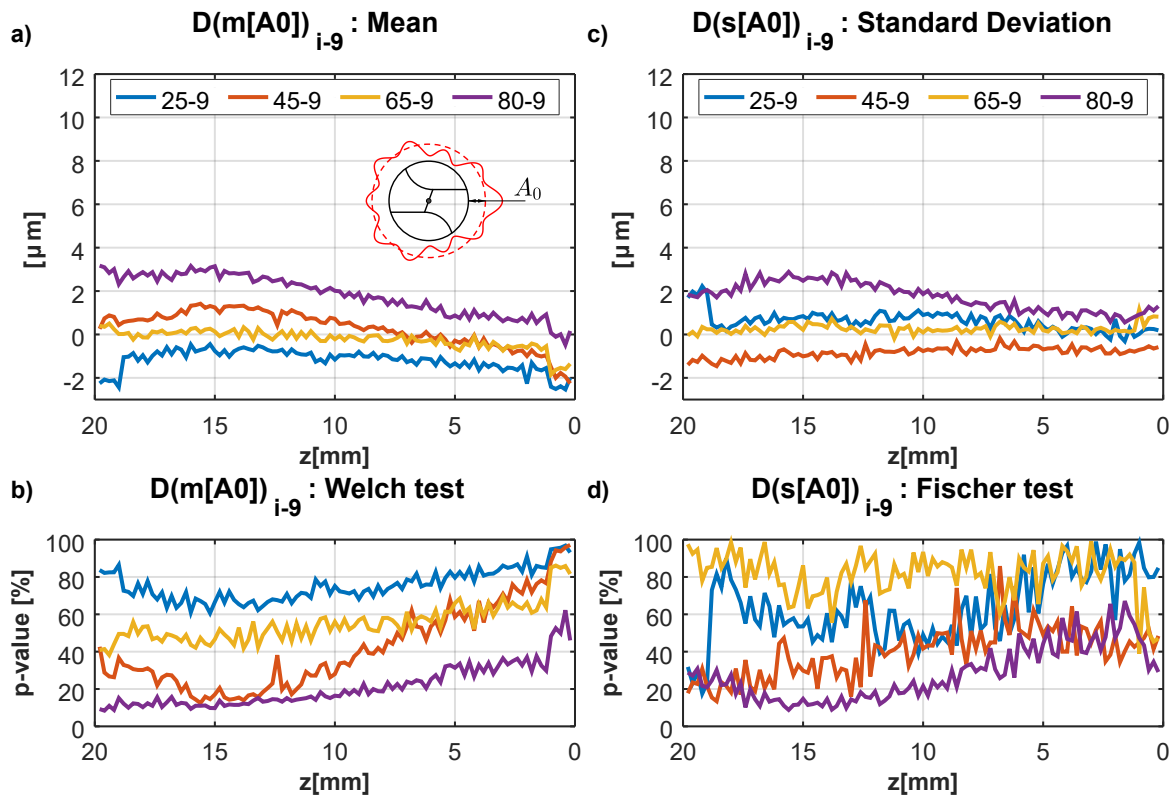


FIGURE 2.10 – Comparaison statistique de l'agrandissement entre le cas "jeu 9" et les autres

Comparaison de l'agrandissement moyen : La figure 2.10 a) présente l'évolution de la variable $D(m[A_0])_{i-9}$ représentant la différence d'agrandissement moyen. Il n'y a pas de différences significatives pour l'agrandissement par rapport au cas de référence, à l'exception du cas "jeu 80" durant la première moitié des trous. Les p-values associées aux tests ed Welch confirme cette analyse (fig. 2.10 b)). La plupart du temps, ces p-values sont supérieurs à 20%, sauf pour le cas "jeu 80". Dans ce dernier cas, la différence est significative pendant la première moitié des trous, puis l'agrandissement converge vers celui observé dans le cas de référence. La même tendance est observée pour l'évolution de différence d'écart-type $D(s[A_0])_{i-9}$ sur la figure 2.10 c) et la p-value associée (fig. 2.10 d)). On peut donc affirmer que varier le jeu entre l'outil et le canon entre 9 et 65 μm n'affecte pas significativement le diamètre moyen et la dispersion de celui-ci le long de l'axe des trous. Par contre, lorsqu'on atteint un jeu de 80 μm , le diamètre des trous tend à augmenter de quelques micromètres pendant les 10 premiers millimètres de perçage, avant de converger vers les valeurs d'agrandissement observé avec un jeu moindre pendant la seconde partie du trou.

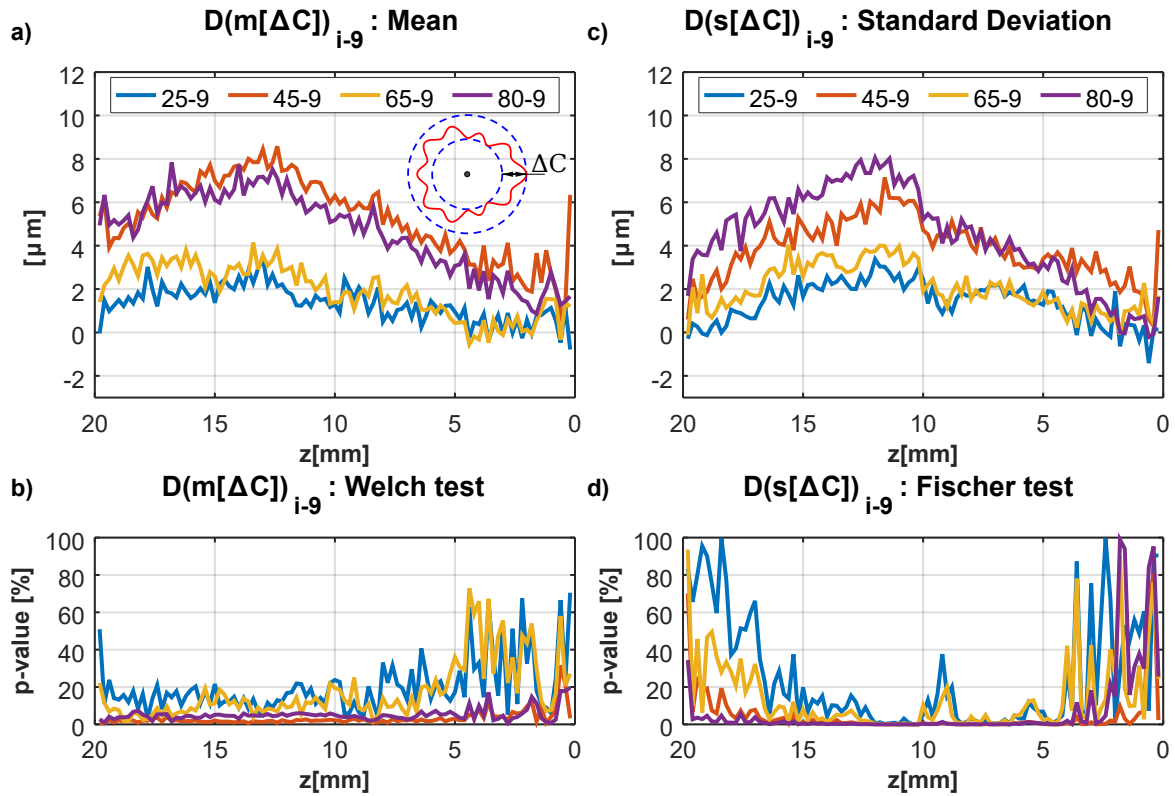


FIGURE 2.11 – Comparaison statistique du défaut de circularité entre le cas "jeu 9" et les autres

Comparaison du défaut de circularité moyen : La figure 2.11 a) présente l'évolution de la différence de défaut de circularité moyenne $D(m[\Delta C])_{i-9}$. Le défaut de circularité est significativement plus élevé pour les cas "jeu 45" et "jeu 80". Les différences observées pour les cas "jeu 25" et "jeu 65" sont à peine significatives, que ce soit d'un point de vue statistique avec la p-value entre 10 et 20% (fig. 2.11 b)), ou en absolu avec des valeurs autour de $2 \mu\text{m}$ de plus par rapport à la configuration de référence. On note tout de même que pour les cas "jeu 45" et "jeu 80" il y a jusqu'à $8 \mu\text{m}$ de défaut de circularité en plus par rapport à la configuration de référence, ce qui en fait un écart substantiel. On voit également que l'ensemble des différences tend vers zéro au fur et à mesure que l'on progresse dans la formation du trou. La dynamique du procédé de perçage à un instant t est très dépendante de l'état juste précédent. Passé les 10 premiers millimètres, chaque configuration de perçage converge lentement vers le cas de référence "jeu 9". On peut affirmer qu'après un certain temps, le choix du canon utilisé finit par ne plus avoir d'impact sur le comportement de l'outil. Et comme tous les autres paramètres utilisés sont identiques pour toutes les configurations testées, alors le comportement dynamique tend à être le même après un certain temps. Cependant, l'influence du choix du canon n'est pas linéaire. L'utilisation du canon avec un jeu de $45 \mu\text{m}$ avec l'outil conduit à des trous de plus mauvaise qualité que les trous réalisés avec un jeu de 65 et $25 \mu\text{m}$. L'utilisation d'un canon induisant un jeu entre 9 et $25 \mu\text{m}$ permet un guidage fin de l'outil lors de la phase de pénétration de la pointe de l'outil et limite fortement les mouvements latéraux de celui-ci. Le défaut de circularité qui s'ensuit est donc relativement faible, même si les propriétés d'auto-centrage de l'outil ne sont pas excellentes. Lorsque le jeu entre le canon et l'outil augmente, le défaut de circularité à l'entrée du trou devient de plus en plus la

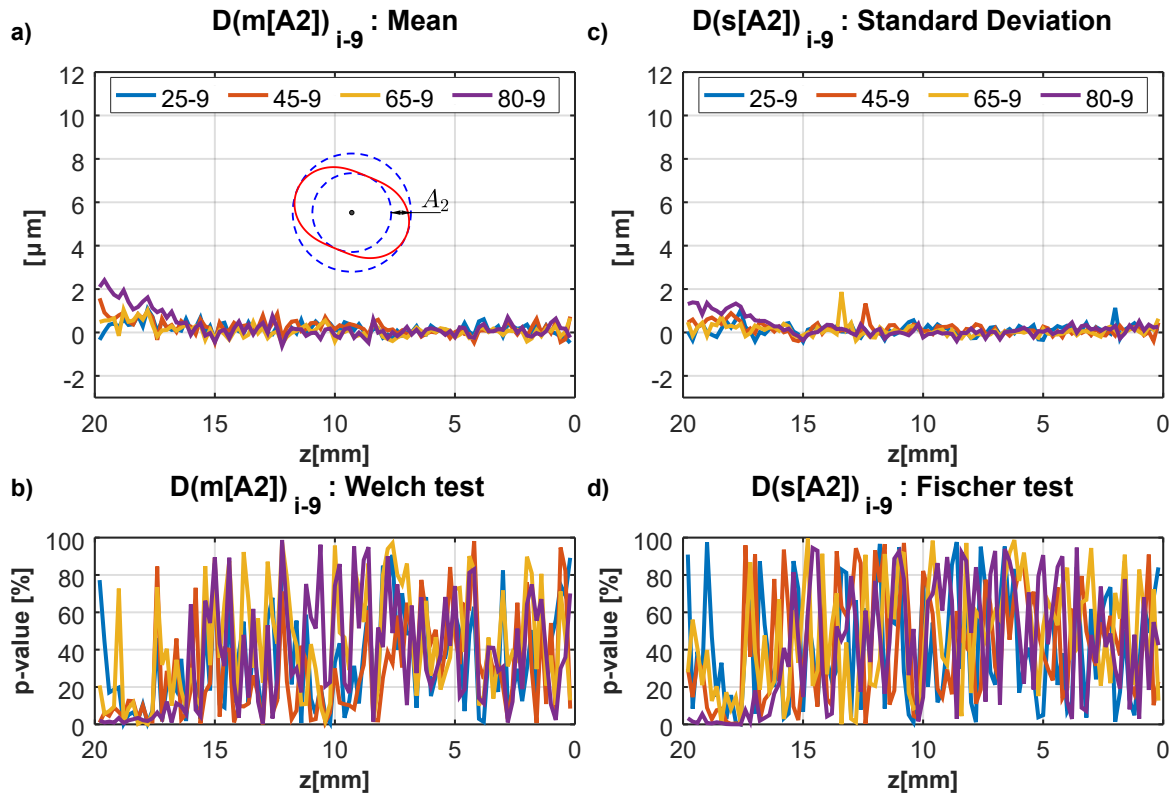


FIGURE 2.12 – Comparaison statistique du défaut dû au second harmonique entre le cas "jeu 9" et les autres

conséquence des propriétés d'auto-centrage de la pointe de l'outil. Cependant, lorsque le jeu se situe autour de $45 \mu\text{m}$, il y a peut-être une sorte de compétition entre les deux phénomènes pré-cités : le guidage par le canon et l'auto-centrage de la pointe. Les deux phénomènes interfèrent peut-être et cela se traduit par une dégradation du défaut de circularité observé. A contrario, avec un canon assurant un jeu de $65 \mu\text{m}$, le guidage de l'outil est juste suffisant pour assurer que la localisation de l'outil le positionne correctement et qu'ensuite les caractéristiques de la pointe assurent un bon centrage de l'outil. Dans cette configuration, le jeu est suffisant pour ne pas interférer négativement. Lorsque le jeu augmente encore, jusqu'à atteindre $80 \mu\text{m}$, alors l'incertitude liée à la localisation est trop importante pour assurer un bon positionnement de l'outil à l'entrée, ce qui induit une mauvaise circularité à l'entrée du trou.

Comparaison des harmoniques du défaut de circularité : Les figures 2.12 et 2.13 traitent respectivement des différences d'amplitude du second et troisième harmonique du défaut de circularité. On constate que les tendances pour les différences d'amplitude du troisième harmonique suivent les mêmes tendances que celles observées pour le défaut de circularité total. Cela s'explique par la dominance de cet harmonique sur le défaut total de circularité, qui est confirmé par les valeurs basses et les différences proches de zéro pour les amplitudes liées au second harmonique. On peut nuancer cette observation pour le cas "jeu 80" pour lequel il y a légèrement d'ovalisation à l'entrée des trous. On peut expliquer cela par la situation de perçage qui est très instable lors de l'entrée du trou dans cette configuration. Dans ce cas, l'outil a une trajectoire plus erratique lors de la pénétration de la pointe par rapport aux autres configurations. Les listels recourent

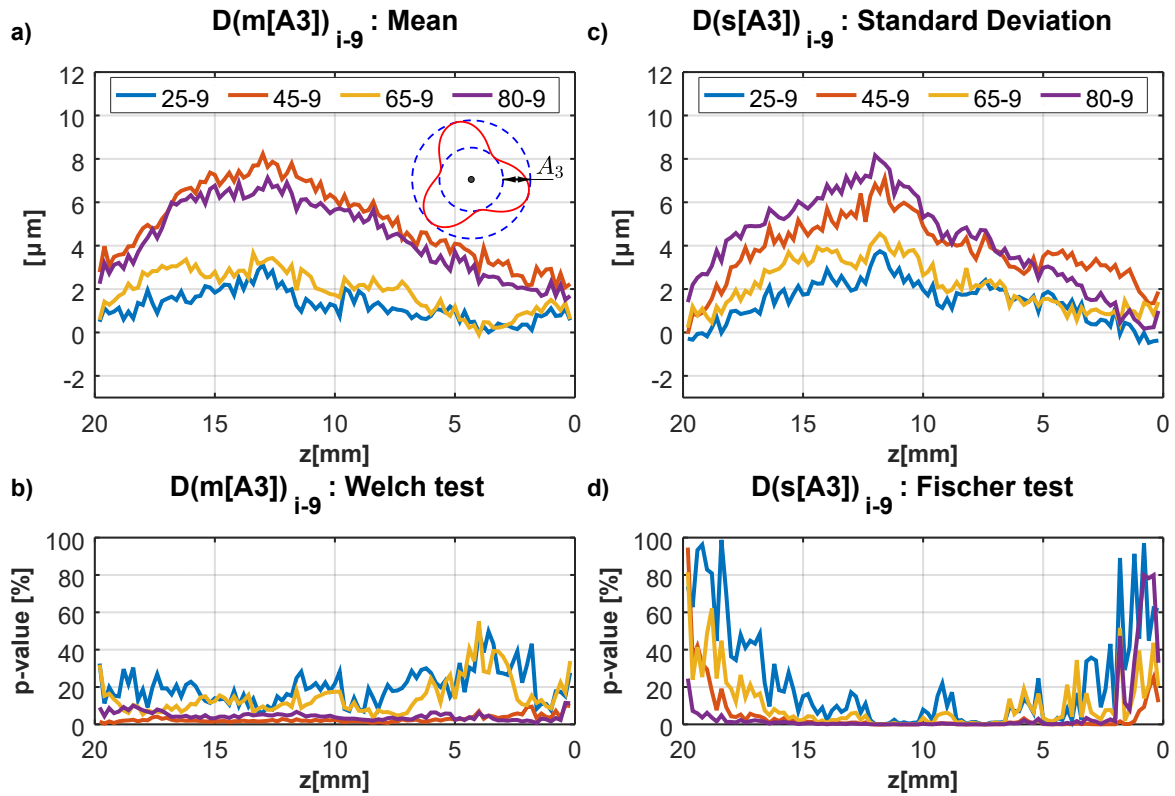


FIGURE 2.13 – Comparaison statistique du défaut dû au troisième harmonique entre le cas "jeu 9" et les autres

certainement les parois du trou durant les premiers millimètres de perçage dans cette configuration. Cela expliquerait pourquoi on observe un agrandissement plus significatif du diamètre en entrée dans cette configuration et pas dans les autres.

2.2.4 Conclusion intermédiaire

La méthodologie développée dans ce chapitre a été employée pour étudier l'impact du jeu entre le canon et l'outil sur la qualité des trous générés. Nous avons pu voir que le diamètre des trous n'est pas affecté, sauf lorsqu'on s'approche d'un jeu égal à 80 μm . Cependant, augmenter le jeu entre l'outil et le canon tend à augmenter le défaut de circularité et la dispersion associée. Finalement, les configurations avec un jeu important convergent plus lentement vers la situation de perçage de référence définie avec un jeu de 9 μm . De plus, le comportement observé lors de l'utilisation du canon de 45 μm tend à montrer qu'il y a un changement dans la nature du guidage de l'outil autour de cette valeur de jeu, avec un guidage majoritairement effectué par le canon en entrée lorsqu'on utilise un jeu inférieur à 45 μm , et un guidage reposant essentiellement sur les propriétés d'auto-centrage de l'outil au delà. Afin d'obtenir un procédé robuste, capable de mieux supporter des variations de la géométrie de l'outil, ou de l'état de la surface d'attaque de la pièce, nous préconisons l'utilisation de canon ayant un jeu inférieur à 30 μm .

2.3 Influence de la dimension de l'arête centrale et du chevauchement des dépouilles sur le comportement des outils

L'étude proposée dans cette partie est issue de travaux ayant pour but de tester une innovation concernant la géométrie de la pointe des outils. Les conséquences de cette innovation furent analysées pour différentes situations de perçage. La figure 2.14 illustre les différents procédés mis en œuvre : en perçage conventionnel sur centre d'usinage, en perçage vibratoire sur centre d'usinage, puis en perçage vibratoire à l'aide d'une machine UPA.

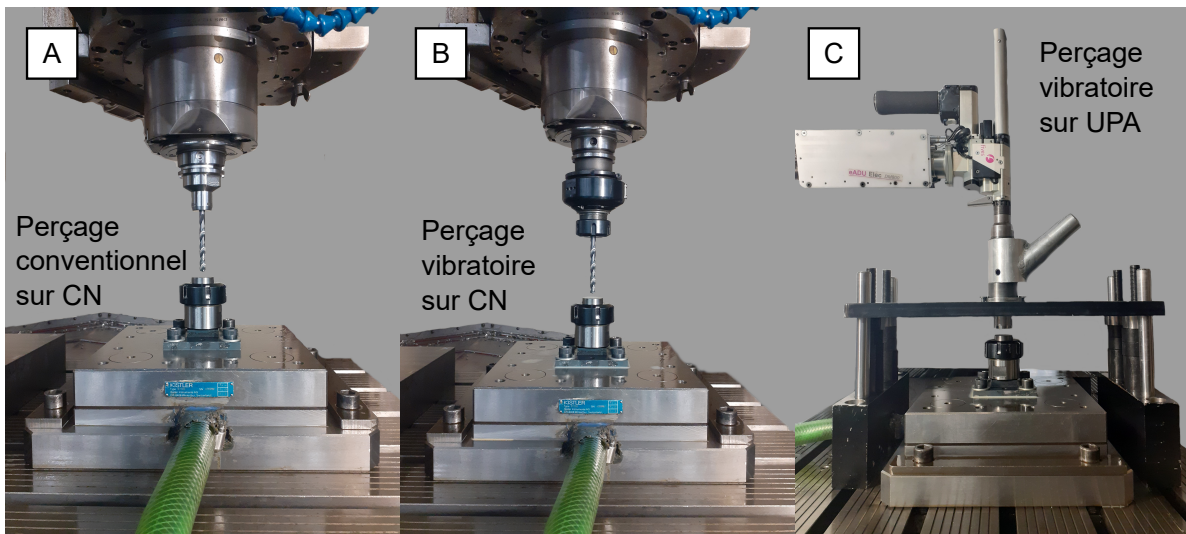


FIGURE 2.14 – Configurations de perçages testées. A) Perçage conventionnel sur machine à commande numérique. B) Perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique. C) Perçage vibratoire à oscillations forcées sur UPA.

Le protocole de test mis en place est le suivant : deux outils sont fabriqués avec chacun une modification de la géométrie de la pointe par rapport à un outil standard (Outils I1 et I2 figure 2.14). Afin de vérifier si les modifications réalisées apportent des modifications

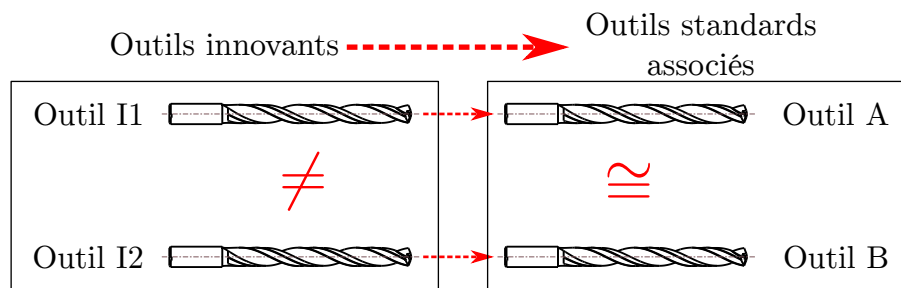


FIGURE 2.15 – Outils testés : outils I1 et I2 ayant des caractéristiques géométriques différentes ; outils A et B, dont les caractéristiques sont très similaires, dérivées respectivement des outils I1 et I2.

du comportement des outils par rapport à un outil standard, on fabrique également deux versions standards dérivées des outils innovants (Outil A et Outil B). Nous aurions pu

choisir de ne faire qu'un outil standard, choisi comme référence. Cependant, pour les besoins de la fabrication des outils innovants, nous avons dû jouer très légèrement sur quelques paramètres définissant la géométrie de la pointe de l'outil. Or, par expérience, Tivoly sait que ces paramètres sont particulièrement sensibles. Nous choisissons donc de fabriquer deux outils standards très proches mais pas tout à fait identiques. Cela doit nous permettre de contrôler que les modifications mineures entre l'outil A et l'outil B ne supplantent pas les effets des modifications substantielles entre les outils I1 et I2.

Les trous sont réalisés dans les mêmes pions en alliage de titane Ti6Al4V que pour l'étude du jeu canon. Le diamètre des outils est de 7,8 mm et la longueur percée est toujours de 20 mm. Les conditions de coupe utilisées sont répertoriées dans le tableau ci-dessous en fonction des moyens de perçage utilisés : L'avance f est doublée en perçage

TABLE 2.3 – Conditions opératoires utilisées

| | CN | CN PV | UPA |
|---------------------------------|---------------|---------------|------|
| Vitesse de coupe [m/min] | 22 | 22 | 22 |
| Avance [mm/tr] | 0,10 | 0,05 | 0,05 |
| Amplitude des oscillations [mm] | 0 | 0,15 | 0,15 |
| Oscillations par tour | 0 | 1,5 | 1,5 |
| Lubrification | huile soluble | huile soluble | MQL |

conventionnel par rapport aux situations de perçage vibratoire, afin de compenser le changement d'épaisseur de copeau maxi induit par les vibrations axiales, et éviter de tomber dans des épaisseurs de copeaux trop faibles en perçage conventionnel. Le canon utilisé lors des perçages avec l'UPA génère un jeu compris entre 24 et 27 μm .

Afin de réduire l'incertitude des moyennes et des écart-types calculés, nous avons réalisé 10 répétitions de chaque configuration au lieu de 7 précédemment. Le test statistique associé à la comparaison des moyennes varie par rapport à l'étude du jeu canon. Nous avons choisi un test unilatéral (nous testions si les moyennes étaient plus grandes que la moyenne de référence), ici nous n'avons pas de configuration de référence, nous adoptons un test bilatéral. L'hypothèse nulle H_0 s'écrit donc :

$$H_0 : \mu_A(X) = \mu_B(X) \quad (2.14)$$

avec μ_A et μ_B la moyenne associée respectivement aux paramètres de l'outil A et aux paramètres de l'outil B. Le test associé à l'écart-type reste inchangé. C'est toujours un test bilatéral. Les intervalles de confiances associés aux valeurs moyennes et aux écart-types et représentés par les barres d'erreurs sur les graphiques des comparaisons sont données pour un niveau de confiance de 90%, soit $\alpha = 10\%$.

Finalement, suite à l'analyse des résultats des géométries entre les outils I1, I2, A et B, nous avons pu constater que dans certains cas, les modifications mineures entre les outils A et B ont eu beaucoup plus d'impact que les modifications majeures apportées aux outils I1 et I2. De ce fait, nous proposons d'exposer dans ce qui suit les résultats des comparaisons effectuées entre les outils standards A et B, révélatrices de l'importance de la zone entourant l'arête centrale sur le comportement général des outils.

La figure 2.16 illustre les variations géométriques entre les outils standards A et B. Pour des raisons de confidentialité, nous ne pouvons pas communiquer ici les valeurs exactes des paramètres géométriques des outils utilisés. Nous retiendrons que les variations entre

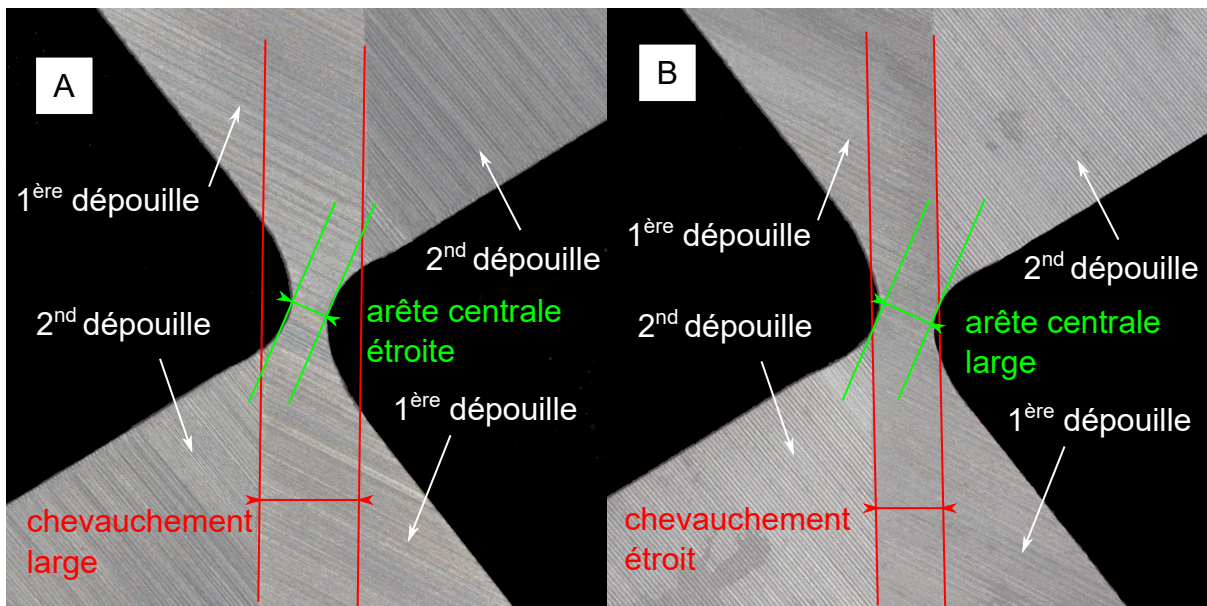


FIGURE 2.16 – Mésogéométrie de l'affûtage en bout des outils utilisés (Les valeurs des paramètres géométriques utilisés ne sont pas communiquées pour des raisons de confidentialité). Version A : arête centrale étroite et chevauchement large des dépouilles. Version B : arête centrale large et chevauchement étroit des dépouilles.

les deux outils se concentrent sur la zone autour de l'arête centrale. L'outil A possède une arête centrale dite étroite, conséquence d'un amincissement d'âme important, alors qu'il est légèrement moins prononcé pour l'outil B. La seconde différence notable concerne le chevauchement de la première dépuille des outils. Celui-ci est piloté par le positionnement de la seconde dépuille. Sur l'outil A, le chevauchement est plus large que sur l'outil B. Les différences observées entre les deux outils sont de l'ordre de grandeur de ce que l'on pourrait trouver entre deux outils issus de deux lancements en fabrication d'un même article, tout en étant parfaitement dans les tolérances de fabrications autant pour l'un que pour l'autre.

2.3.1 Comparaison en perçage conventionnel sur machine à commande numérique

Les figures 2.17 à 2.20 illustrent les comparaisons des trous réalisés en perçage conventionnel sur centre d'usinage. Comme précédemment, l'entrée des trous se situe à gauche des graphiques ($z = 20$ mm), alors que la sortie est à droite ($z = 0$ mm).

La comparaison de l'agrandissement des sections (fig. 2.17) montre qu'il y a un comportement significativement différent entre l'outil A et l'outil B. L'outil A, en bleu, génère

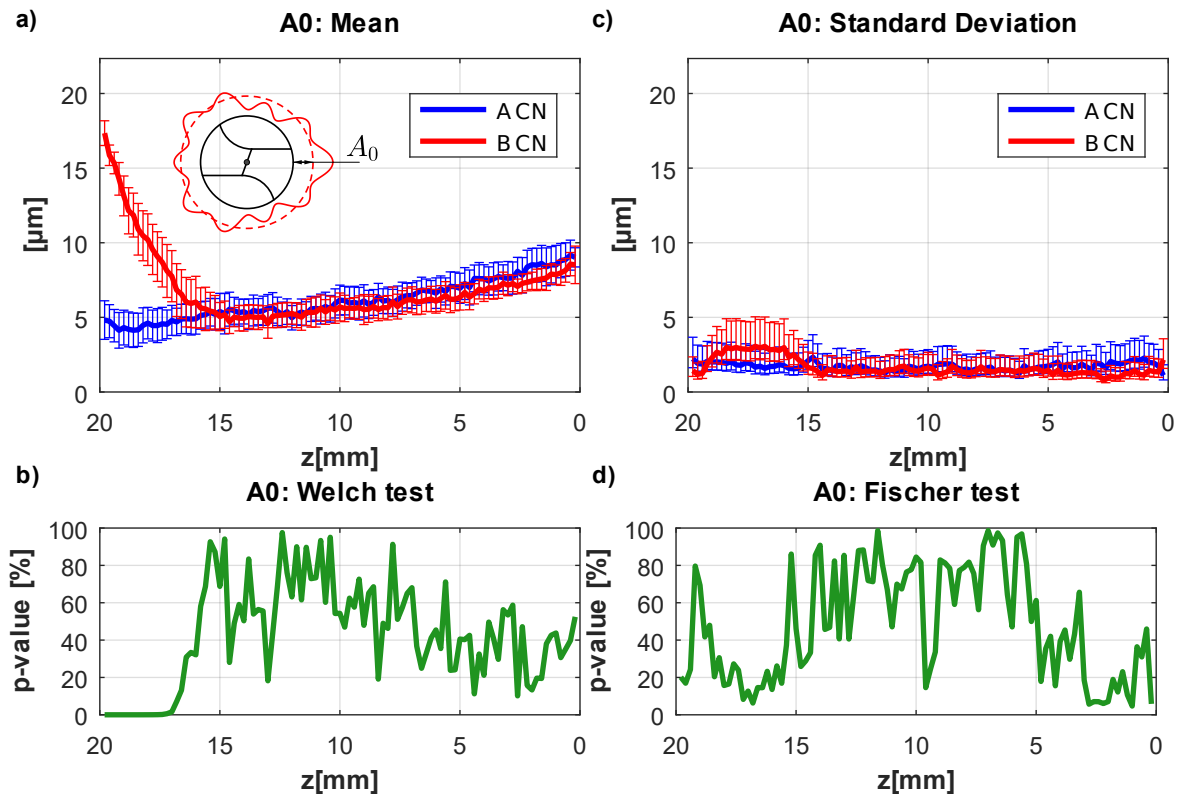


FIGURE 2.17 – Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage conventionnel sur machine à commande numérique

des trous dont l'agrandissement des sections évolue linéairement, commençant à 5 μm en entrée pour finir à 10 μm après 20 mm de perçage. En revanche, l'outil B commence par générer des trous avec un fort agrandissement en entrée, de l'ordre de 17 μm . Puis, l'agrandissement diminue fortement pendant les trois à quatre premiers millimètres de perçage, jusqu'à se confondre avec la tendance observée pour l'outil A. À partir de cet instant, et jusqu'à la fin du perçage, l'agrandissement des trous réalisés avec les deux outils suivent le même profil. La différence marquée de comportement en entrée est confirmée par la p-value associée au test de Welch de comparaison des moyennes. Sur les premiers millimètres de perçage, elle est confondue avec l'axe des abscisses, donc très proche de zéro, ce qui marque une différence très significative entre les deux situations. Puis au contraire, durant le reste du perçage, la p-value est toujours supérieure à 20%, nous ne sommes pas en mesure de distinguer de différences significatives.

La comparaison des écart-types associés à l'agrandissement des section montre qu'il n'est pas possible de distinguer de différences significatives dans la dispersion des valeurs. C'est une information intéressante, nous aurions pu nous attendre à ce que l'agrandisse-

ment supérieur observé avec l'outil B résulte d'un comportement plus erratique de l'outil, et soit donc sujet à une plus grande dispersion. Force est de constater que ce n'est pas le cas, ou en tous cas pas significativement. On aperçoit une légère augmentation de l'écart-type pour la configuration B en entrée, mais la p-value passe à peine sous les 20% aux alentours du millimètre 17.

En résumé, l'outil avec une arête centrale étroite et un chevauchement large génère un agrandissement ayant tendance à augmenter linéairement entre 5 et 10 μm tout au long du trou, alors que l'outil avec une arête centrale large génère un profil en deux temps. Le premier temps correspond à un passage transitoire en entrée de trou, où l'outil génère un agrandissement important, de l'ordre de 17 μm . Cet agrandissement diminue rapidement pour rejoindre le profil des trous générés avec l'outil à arête centrale étroite. Les écarts-types sont très similaires dans les deux cas, avec des valeurs peu élevées (de l'ordre de 2 à 3 μm), ce qui indique une faible dispersion des profils générés. L'outil avec une arête centrale étroite tend à mieux pointer sur la face d'entrée du trou, lors de la pénétration de la pointe. L'outil tourne bien autour de son axe et génère des trous avec un faible agrandissement. A contrario, l'outil avec une arête centrale large et un chevauchement étroit est perturbé lors de la phase d'entrée dans la matière, il ne tourne pas autour de son axe de symétrie. Il faut attendre plusieurs millimètres après l'enfoncement des listels pour voir l'outil adopter le même comportement que l'outil avec une arête centrale étroite. On notera qu'ici, l'agrandissement transitoire observé en entrée n'est pas la conséquence d'un défaut de symétrie dans l'affûtage de l'outil. Il y a donc des phénomènes complexes en bout d'outil pouvant conduire à ce type de comportement.

La figure 2.18 compare l'évolution des défauts de circularité. On observe que dans les

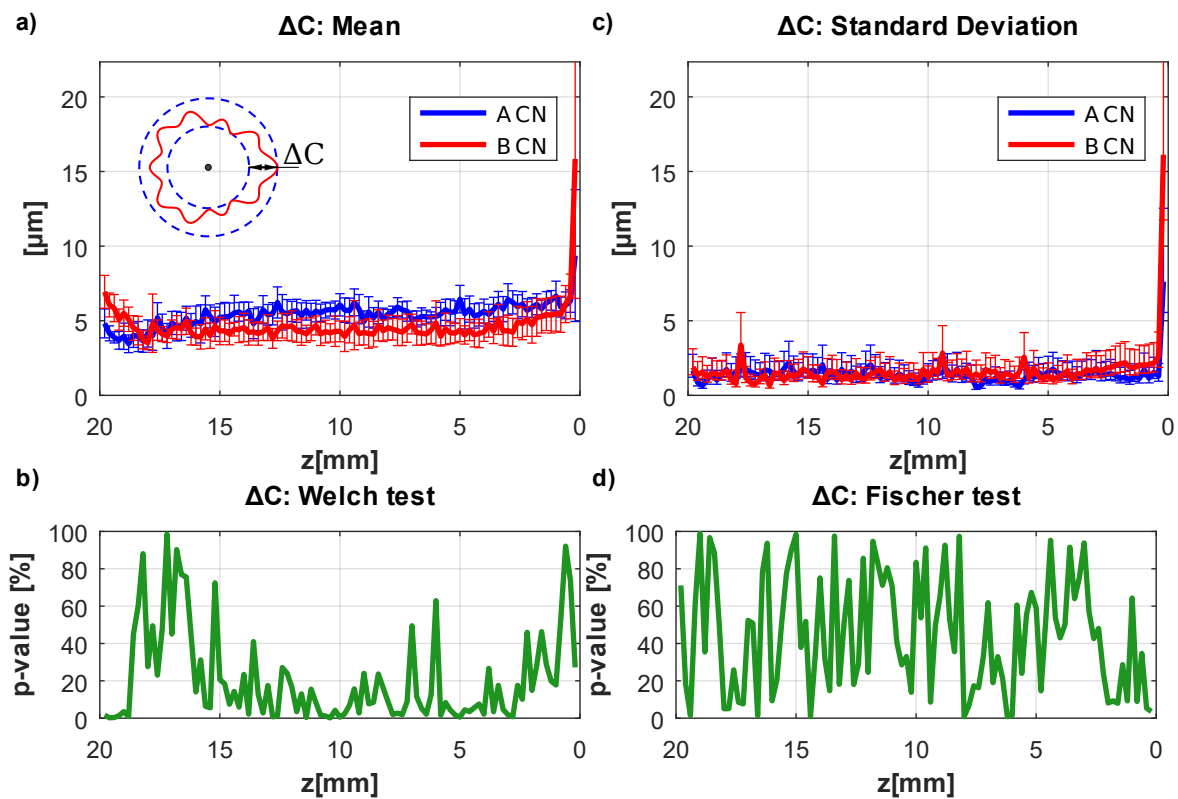


FIGURE 2.18 – Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par les outils A \Leftrightarrow B en perçage conventionnel sur machine à commande numérique

deux cas, le défaut de circularité moyen est compris entre 4 et 6 μm . Quand à l'écart-type, il est compris entre 1 et 3 μm pour les deux configurations observées. On peut tout de même noter que l'outil B produit des sections avec un défaut de circularité un peu plus important que l'outil A lors du premier millimètre du perçage. Puis, la situation s'inverse, entre les millimètres 15 et 1 l'outil B génère des sections plus circulaires en moyenne. La différence est de l'ordre de 1 μm . Cette différence n'est pas très significative fonctionnellement, cependant, elle indique qu'il y a une tendance différente pour les deux outils, et que les paramètres qui ont évolué entre les deux outils (largeur de l'arête centrale, chevauchement), ont un impact significatif sur le défaut de circularité.

L'analyse des amplitudes des harmoniques du défaut de circularité (fig. 2.19 et 2.20) nous permet de mieux comprendre les différences de comportements des deux outils.

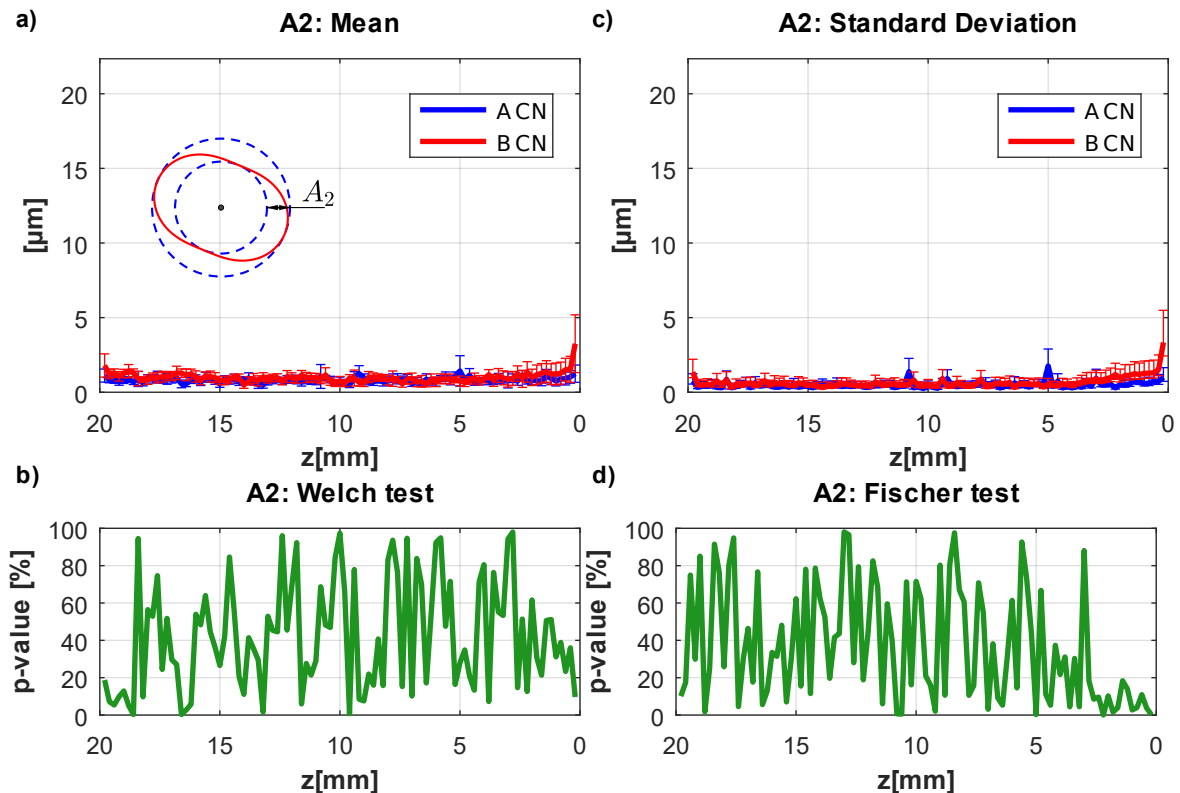


FIGURE 2.19 – Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par les outils A \Leftrightarrow B en perçage conventionnel sur machine à commande numérique

Concernant le défaut d'ovalisation A_2 (fig. 2.19), nous pouvons affirmer que ce défaut est négligeable pour les deux outils testés. Les valeurs d'amplitudes moyennes sont autour de 1 μm pour les deux configurations. Par contre, il en va différemment pour le troisième harmonique A_3 (fig. 2.20). Pour cet harmonique, les profils sont similaires à ceux observés pour le défaut de circularité total ΔC , sauf que les différences sont plus marquées. Cela se traduit par la p-value du test de Welch qui frôle le zéro quasiment tout au long des 20 mm de perçage. Le fait que l'amplitude A_3 soit significativement inférieure pour l'outil B montre que les vibrations latérales de cet outil sont plus amorties que celles de l'outil A. Ainsi, on constate ici que des variations même minimales de la largeur de l'arête centrale et du chevauchement influent beaucoup sur les capacités d'amortissement des vibrations latérales des outils.

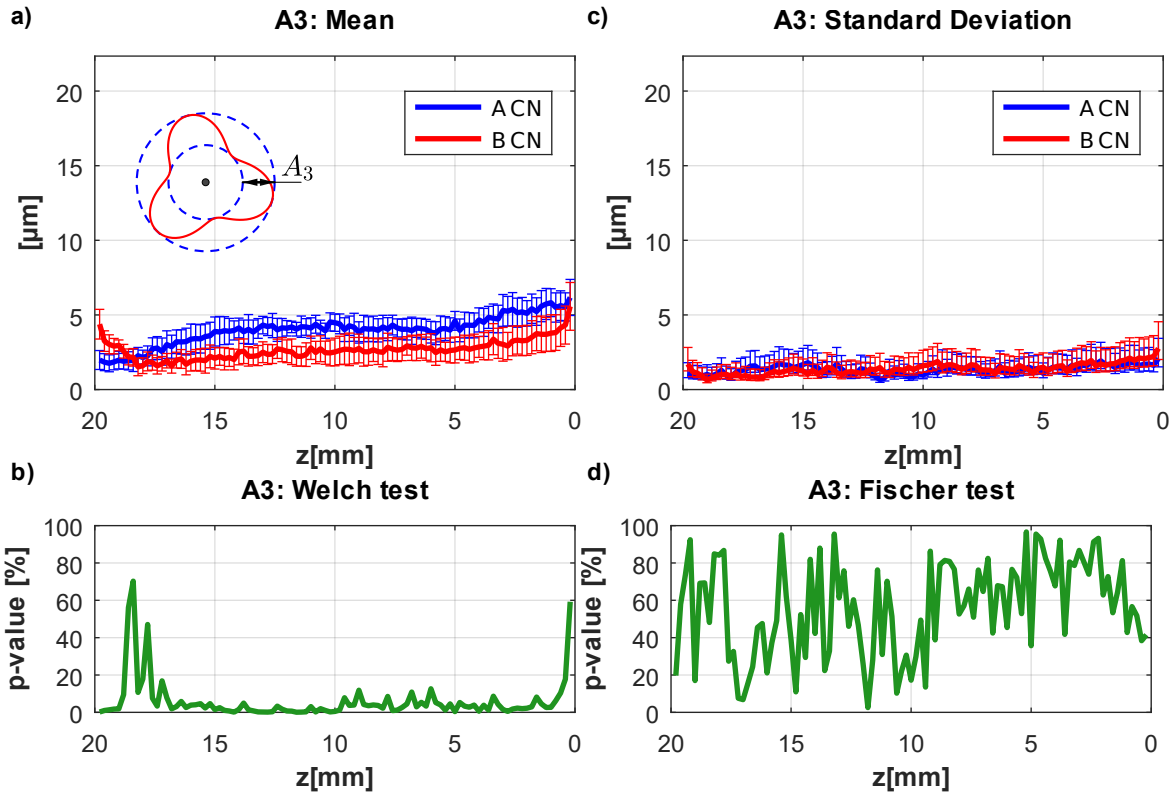


FIGURE 2.20 – Comparaison de l’amplitude du troisième harmonique A_3 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage conventionnel sur machine à commande numérique

Pour conclure, nous pouvons affirmer que la variation des paramètres définissant la géométrie de l’arête centrale et son voisinage ont une influence très significative sur le déroulé de l’opération de perçage conventionnel. L’utilisation d’une arête centrale étroite, couplée à un chevauchement large conduit à un comportement régulier de l’outil tout au long du perçage. A contrario, un outil avec une arête centrale plus large et un chevauchement étroit va adopter un comportement en deux temps. Lors de l’entrée de l’outil dans la matière, l’outil ne va pas se centrer tout à fait autour de son axe. En conséquence, l’outil produit un agrandissement important. Cependant, son comportement tend rapidement à rejoindre celui de l’outil avec une arête centrale étroite et un chevauchement large après quelques millimètres de perçage. Cependant, l’outil avec une arête centrale étroite et un chevauchement large tend à osciller plus régulièrement, produisant des sections dont la forme possède un défaut de type tri-lobé plus important que celui observé avec l’outil ayant une arête large et un chevauchement étroit. Cette comparaison montre l’équilibre subtil qu’il est nécessaire de maîtriser pour le fabricant d’outil coupant afin de fournir un outil dont les performances seront stables et robustes lors de leur utilisation chez les clients.

2.3.2 Comparaison en perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique

Dans cette section, nous allons procéder à l'analyse des comparaisons de la géométrie des trous réalisés en perçage vibratoire à oscillations forcées sur centre d'usinage.

La figure 2.21 représente l'évolution de l'agrandissement des sections. Premièrement, on constate que les profils sont très réguliers. Il n'y a presque pas de variations tout au long de l'axe des trous, et ce pour les deux outils testés. Le deuxième fait marquant

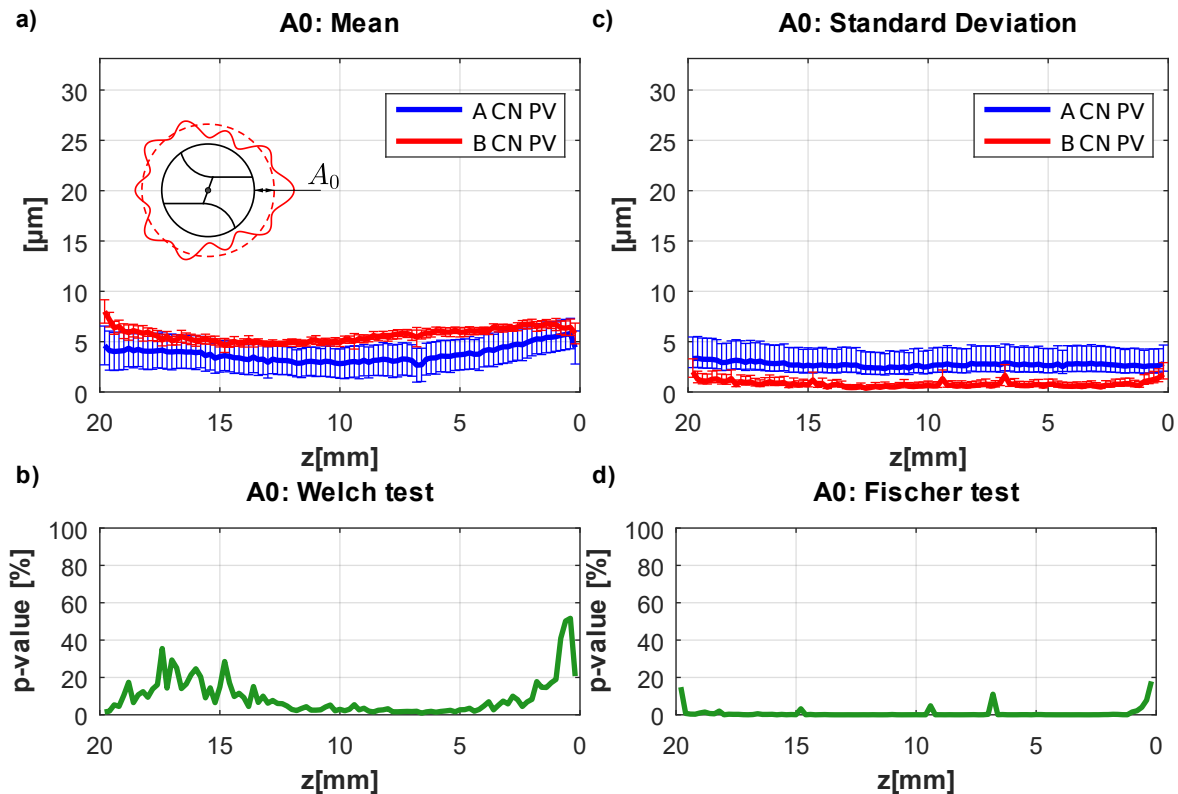


FIGURE 2.21 – Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique

concerne les écart-types. La dispersion des valeurs d'agrandissement obtenue avec l'outil B est très significativement inférieure à celle observée avec l'outil A. La différence entre les deux écart-types est d'environ 1 à 2 μm , ce qui peut être considéré comme une différence appréciable d'un point de vue technique pour les clients. Cela traduit la robustesse du comportement de l'outil B, en tout cas concernant l'évolution de l'agrandissement. Il faut noter également que l'outil B génère un agrandissement des sections légèrement supérieur à celui observé avec l'outil A. Cette observation est assez surprenante, c'est l'outil générant le plus d'agrandissement, et donc qui est le moins "serré" par les parois du trou, qui est également l'outil ayant le comportement le plus régulier d'un perçage à l'autre. Nous aurions pu nous attendre à l'observation inverse.

Par conséquent, nous pouvons dire que l'utilisation d'un outil avec une arête centrale large et un chevauchement étroit conduit à un agrandissement des sections un peu plus prononcé qu'avec un outils ayant une arête étroite et un chevauchement large. Par contre, l'outil avec l'arête centrale large et le chevauchement étroit conduit à des résultats moins dispersés, ce qui peut être interprété comme un signe de robustesse du procédé.

La comparaison du défaut de circularité Δ_C (fig. 2.22) fait apparaître deux temps lors des perçages. Lors de la première moitié des perçages, le défaut de circularité diminue

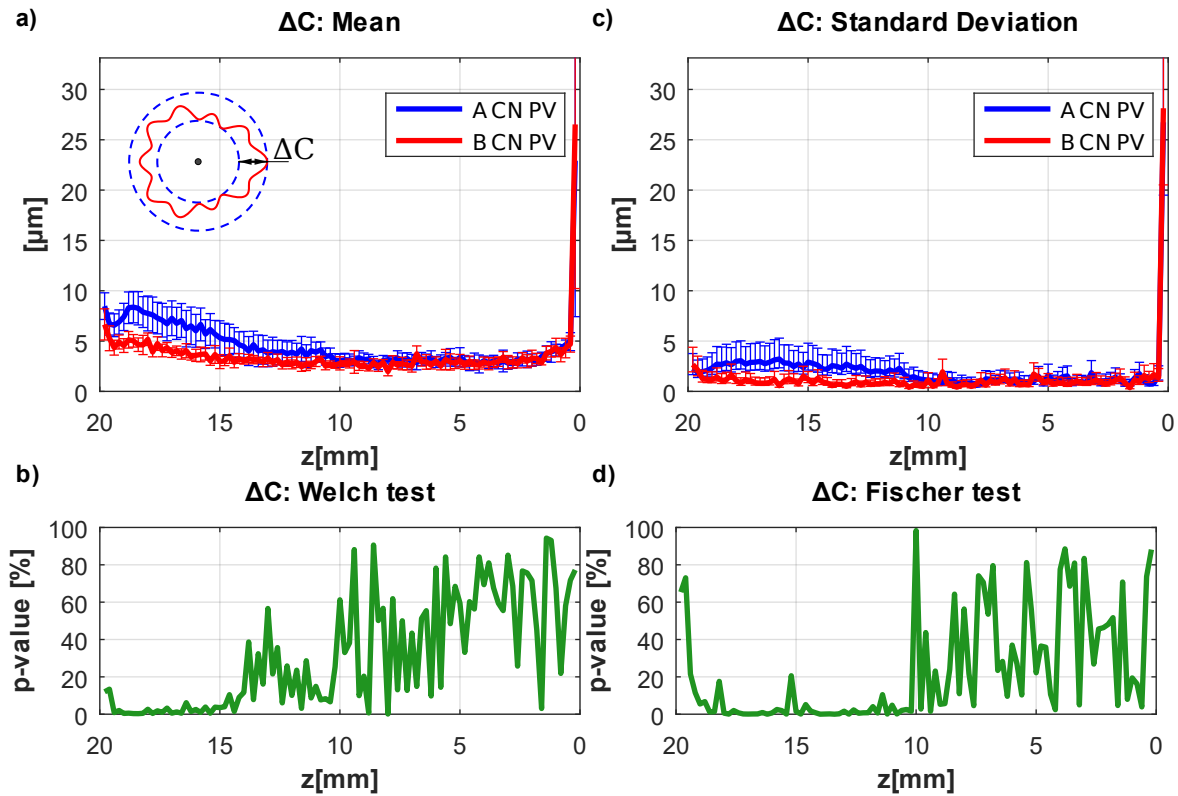


FIGURE 2.22 – Comparaison du défaut de circularité Δ_C généré par les outils A \Leftrightarrow B en perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique

légèrement jusqu'à se stabiliser autour de 3 à 4 μm . Le défaut observé pour l'outil A est plus important pendant la première moitié que celui observé pour l'outil B. La comparaison des écart-types fait apparaître ces deux temps durant l'opération, au moins pour l'outil A. On retrouve ici la plus grande régularité de l'outil B par rapport à l'outil A déjà observée pour l'agrandissement, représenté par l'écart-type inférieur de B pendant les 10 premiers millimètres de perçage. Ensuite, les deux outils conduisent aux mêmes profils et avec la même dispersion. On peut observer un pic de défaut de circularité sur la dernière section mesurée à $z = 0,2$ mm pour l'outil B. Cela provient d'un point aberrant sur un des trous mesurés à cette profondeur. On remarque que cela a également fait bondir la valeur de l'écart-type, ce qui confirme que c'est le fait d'une valeur exceptionnelle et n'est pas représentatif du comportement général de l'outil.

Concernant l'analyse des harmoniques composant le défaut de circularité, on constate que le défaut d'ovalisation A_2 (fig. 2.23) est de nouveau négligeable. L'évolution du

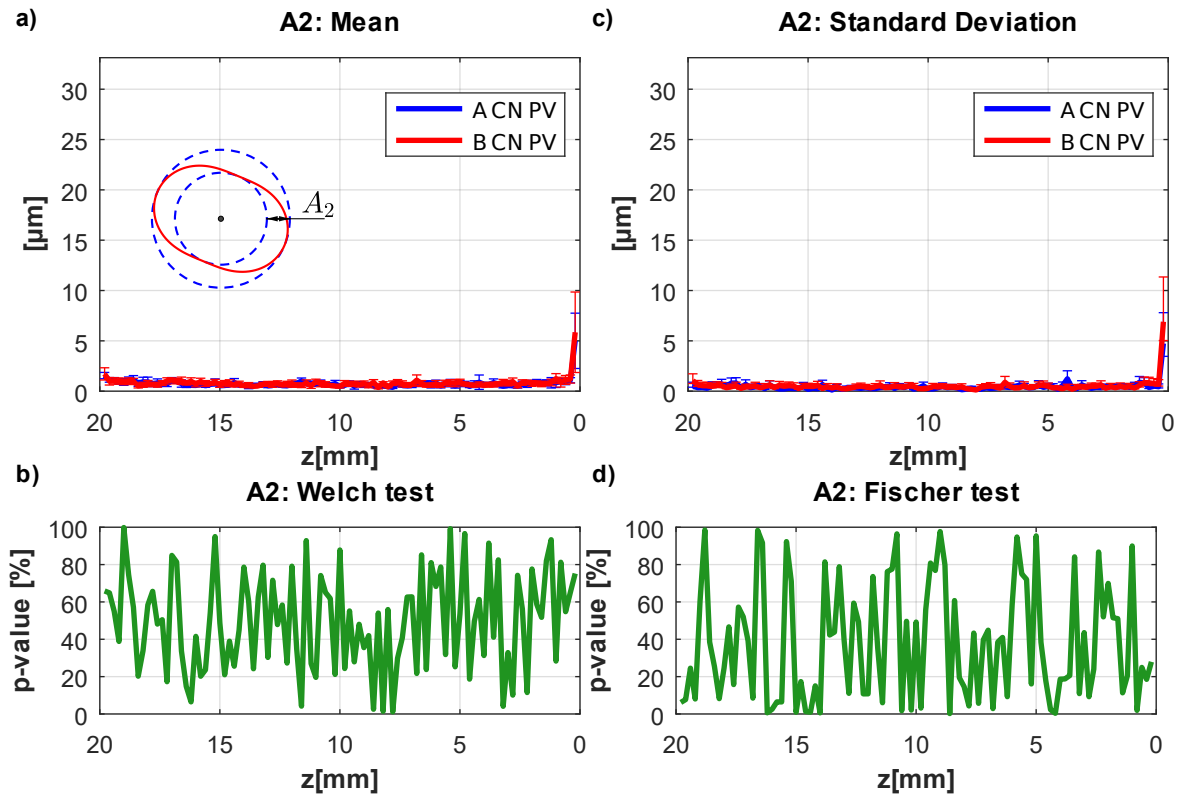


FIGURE 2.23 – Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique

troisième harmonique A_3 (fig. 2.24) suit quant à lui le profil du défaut de circularité Δ_C (fig. 2.22). On retrouve les mêmes tendances, avec un décalage d'environ 1 à 2 μm en moins que sur l'indicateur Δ_C . Une nouvelle fois, A_3 est le défaut dominant dans les profils de circularité.

Finalement, nous pouvons affirmer que l'utilisation d'un outil avec une arête centrale large et un chevauchement étroit conduit à un fonctionnement plus robuste en perçage vibratoire sur centre d'usinage. La dispersion des différents indicateurs analysés est moindre que ce qui est observé lors de l'utilisation de l'outil avec une arête centrale étroite et un chevauchement large. De plus, l'outil avec l'arête large et le chevauchement étroit adopte un comportement nominal dès le début du perçage, indiqué par la régularité du défaut de circularité. Au contraire, l'outil avec une arête étroite et un chevauchement large adopte un comportement transitoire pendant la première moitié des perçages, avant de converger vers un comportement similaire à celui observé avec l'autre outil.

Après avoir exposé les différences observées en perçage conventionnel avec deux outils, puis en perçage vibratoire avec ces mêmes outils, nous pouvons réaliser les comparaisons transversales suivantes :

- Procédé de perçage conventionnel versus perçage vibratoire sur centre d'usinage avec l'outil A.
- Procédé de perçage conventionnel versus perçage vibratoire sur centre d'usinage avec l'outil B.

De cette manière nous pouvons commencer à avoir un aperçu complet de l'influence de

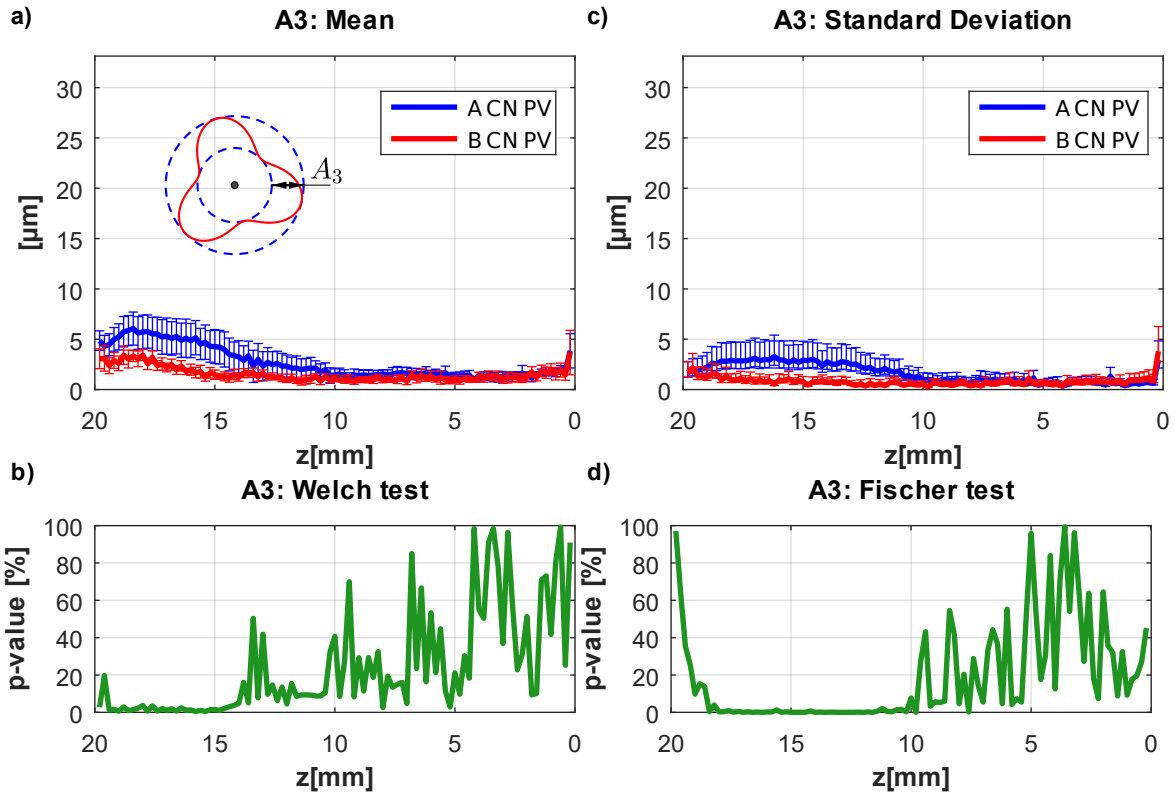


FIGURE 2.24 – Comparaison de l’amplitude du troisième harmonique A_3 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage vibratoire à oscillations forcées sur machine à commande numérique

chaque éléments constitutifs de l’opération de perçage. Afin de ne pas nuire à la fluidité du manuscrit, ces comparaisons transversales sont ajoutées dans l’annexe D. Nous donnerons ici simplement les éléments marquants de ces comparaisons. La différence la plus significative observée entre le perçage conventionnel et le perçage vibratoire concerne l’outil ayant l’arête centrale la plus large. En perçage conventionnel, nous avons vu qu’il génère un agrandissement conséquent en entrée de perçage. Ce phénomène transitoire disparaît avec l’utilisation du perçage vibratoire sur centre d’usinage. Avec l’outil B, l’apport des vibrations forcées est un vrai plus conduisant à une nette amélioration de la qualité géométrique des trous. Par contre, ce n’est pas le cas pour l’outil avec l’arête centrale étroite et le chevauchement large. Cet outil avait montré un comportement très régulier et stable en perçage conventionnel. On observe que l’ajout des vibrations axiales génère une plus grande dispersion pour les valeurs d’agrandissement. De plus, le profil d’agrandissement est similaire en début de perçage, puis les courbes s’éloignent : le profil obtenu en perçage conventionnel étant plus linéaire alors que celui en perçage vibratoire est plus courbé, mais tend à un agrandissement inférieur. L’irrégularité de cet outil se confirme en perçage vibratoire par l’évolution de la circularité, qui tend à être plus importante en entrée de trou qu’en perçage conventionnel, avant de diminuer et passer à des valeurs inférieures à celles observées en perçage conventionnel. Finalement, ces comparaisons font bien apparaître le fait qu’une solution adéquate en perçage conventionnel n’est pas forcément la plus adaptée en perçage vibratoire, et inversement. Chaque situation doit être étudiée distinctement.

2.3.3 Comparaison en perçage vibratoire à oscillations forcées à l'aide d'une UPA

Les profils observés en perçage vibratoire à l'aide d'une machine UPA font état de différences notables entre les trous réalisés avec l'outil A et l'outil B. La figure 2.25 montre les profils moyens d'agrandissements observés. On remarque immédiatement que l'agran-

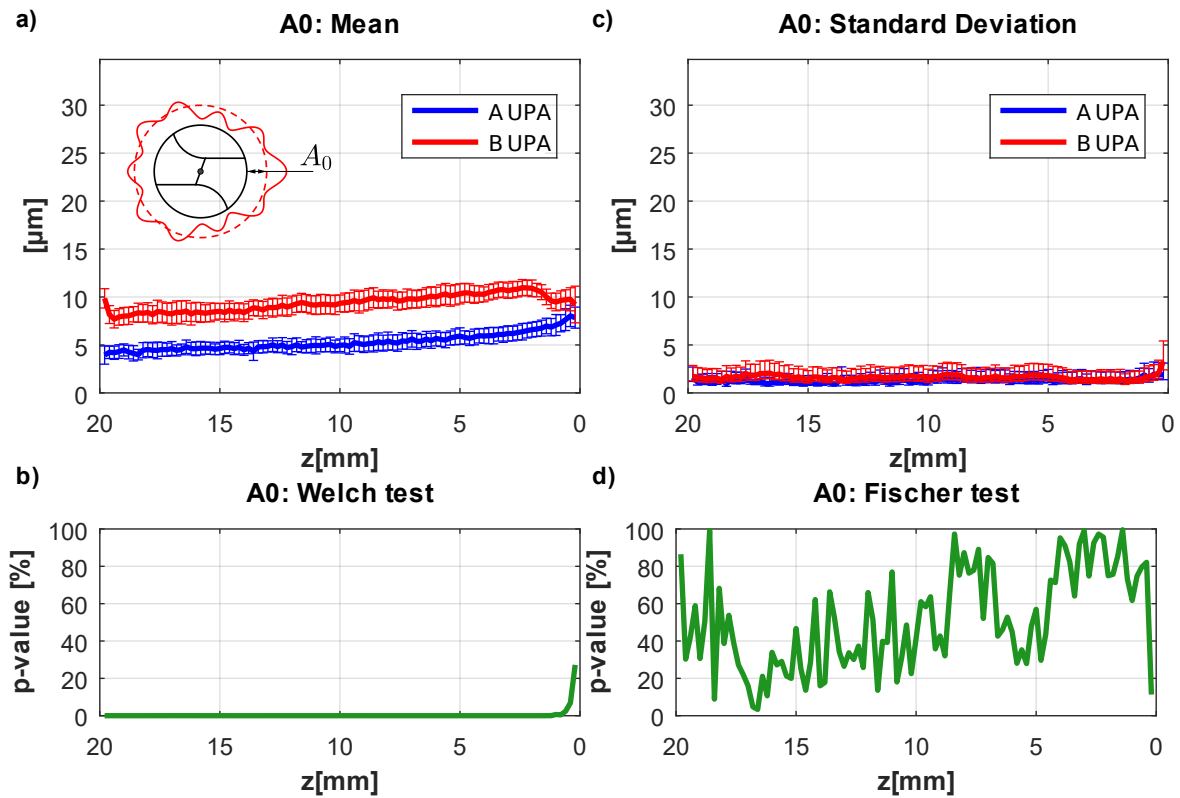


FIGURE 2.25 – Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage sur UPA

disement généré avec l'outil B est en moyenne deux fois plus important que celui observé avec l'outil A. On note également que les profils sont très réguliers, ils suivent une tendance linéaire tout le long de l'axe de trou avec un coefficient directeur très similaire. On constate que les profils se rejoignent lorsque l'outil commence à déboucher et que les arêtes centrales sont hors matière (derniers millimètres entre $z = 3$ et $z = 0$ mm). Les valeurs d'écart-types sont semblables pour les deux outils. De plus, elles sont à un niveau très bas, autour de 1 à 2 μm . Le procédé est donc très répétable pour les deux outils du point de vue de l'agrandissement des sections. Finalement, l'utilisation d'un outil avec une arête centrale large et un chevauchement étroit conduit à un perçage d'un diamètre supérieur à celui observé avec un outil dont l'arête centrale est étroite et le chevauchement large.

La circularité des sections (fig. 2.26) fait preuve d'une très grande régularité tout au long des trous, et ce pour les deux outils testés. Le défaut de circularité Δ_C est toujours

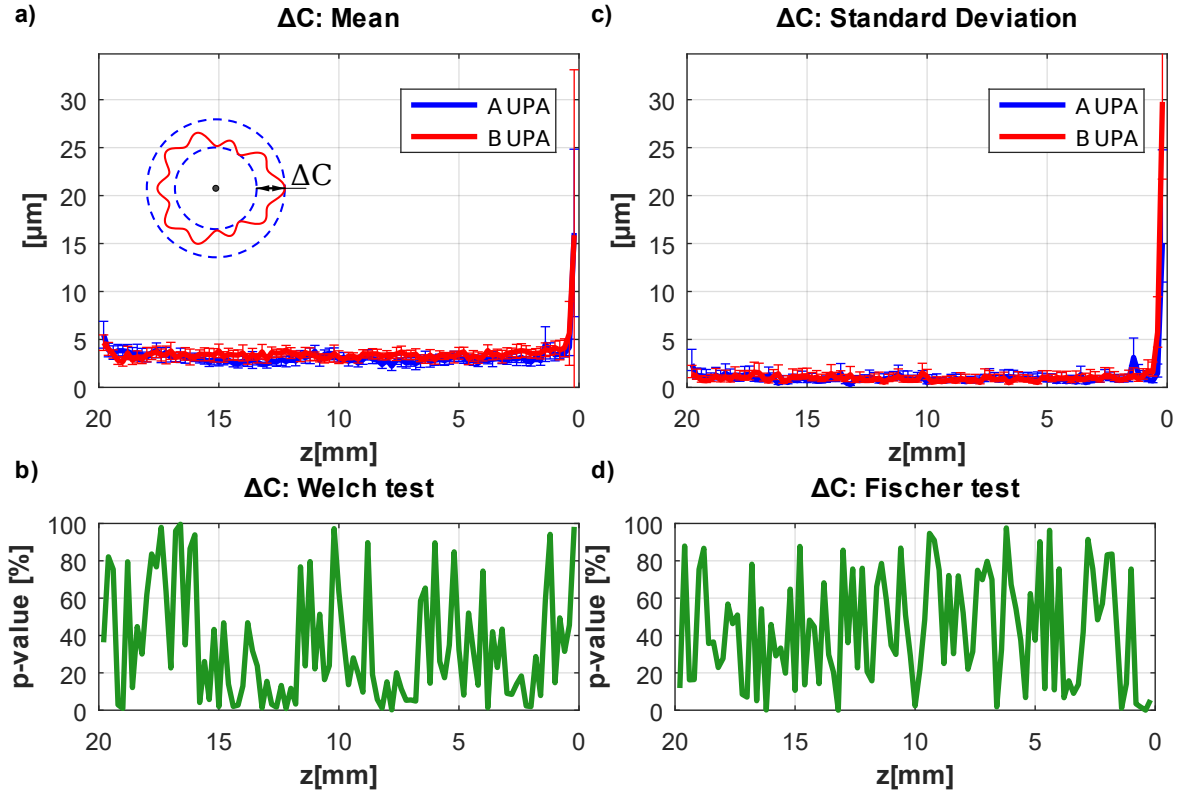


FIGURE 2.26 – Comparaison du défaut de circularité Δ_C généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage sur UPA

inférieur en moyenne à $5 \mu\text{m}$. Il n'y a pas de différence notable entre les courbes associées aux deux outils. De plus, comme pour l'agrandissement analysé précédemment, les écart-types sont très petits, autour de 1 à $2 \mu\text{m}$. À ces niveaux de défaut, il devient quasiment superflu de chercher à décomposer le défaut de circularité en fonction de ses harmoniques. Comme nous avons déjà vu précédemment que l'amplitude du second harmonique était négligeable, et qu'il en est de même pour cette configuration testée, nous n'avons pas fait apparaître les graphiques associés. La figure 2.27 présente les résultats obtenus pour le troisième harmonique (paramètre A_3). Ici, contrairement aux autres situations étudiées précédemment, il n'y a pas beaucoup de commentaires à faire. Le défaut de circularité Δ_C étant tellement faible, cela se retrouve également sur le troisième harmonique. Nous pouvons peut-être noter qu'il semble être proportionnellement moins présent dans le défaut de circularité total que pour les configurations précédentes. On peut expliquer cela par le fait que lorsque les défauts de circularité sont aussi faibles, la forme des sections n'est plus véritablement la conséquence d'un mouvement bien régulier de l'outil, mais elle est plutôt la conséquence de micro-mouvements aléatoires qui ne sont pas perceptibles dans la décomposition spectrale.

En résumé, l'utilisation d'un outil avec une arête centrale étroite et un chevauchement large conduit à la formation de perçage ayant un agrandissement moindre que ce qui se produit avec un outil ayant une arête centrale large et un chevauchement étroit, en perçage vibratoire à l'aide d'une UPA.

Finalement, nous pouvons procéder comme précédemment aux comparaisons entre les

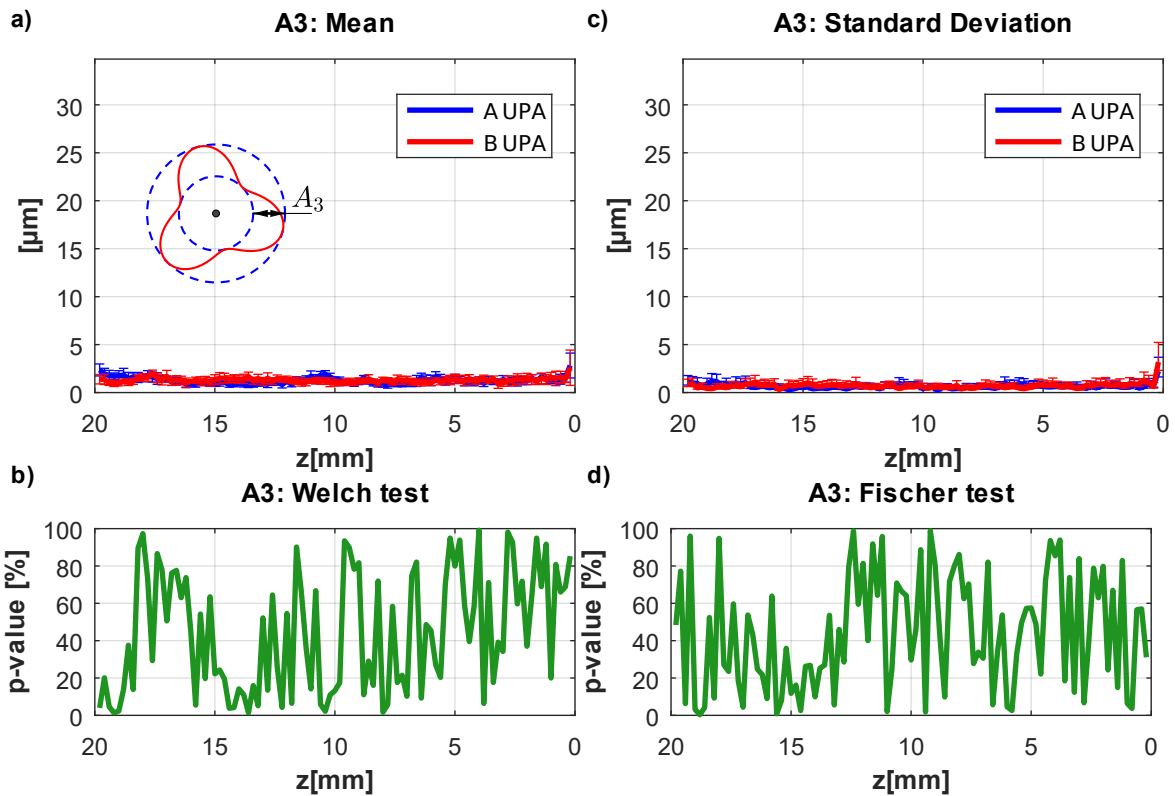


FIGURE 2.27 – Comparaison de l’amplitude du troisième harmonique A_3 généré par les outils $A \Leftrightarrow B$ en perçage sur UPA

différents procédés. L’ensemble des graphiques dédiés sont dans l’annexe D. Concernant la comparaison entre le perçage vibratoire sur centre d’usinage et le perçage vibratoire sur machine UPA, nous pouvons noter que quelque soit l’outil utilisé, l’agrandissement est un peu plus important avec l’UPA que sur le centre d’usinage. Une explication vient peut-être des phénomènes thermiques associés au perçage des alliages de titane [44]. Pour des raisons techniques, nous n’avons pas pu utiliser la même méthode de lubrification entre ces deux procédés. Sur le centre d’usinage, nous utilisons une lubrification à base d’huile soluble, avec un fort pouvoir réfrigérant. Sur l’UPA, nous utilisons une lubrification de type MQL. La moindre capacité de refroidissement associé à la MQL peut expliquer les différences observées au niveau de l’agrandissement des sections. Concernant le défaut de circularité des sections, on observe que l’utilisation de l’UPA a amélioré la circularité des sections dans le cas de l’outil ayant une arête centrale étroite et un chevauchement large. Pour l’autre outil, le changement de machine n’a pas opéré de modifications significatives, le défaut de circularité est très faible dans les deux cas.

Concernant les comparaisons entre le perçage vibratoire sur UPA et le perçage conventionnel, nous pouvons noter que l’utilisation de l’UPA a permis de supprimer la phase transitoire avec un agrandissement important rencontré avec l’outil ayant une arête centrale large en perçage conventionnel. Cette conclusion rejoint celle faite pour la comparaison du perçage vibratoire sur CN et du perçage conventionnel. On peut affirmer que c’est bien l’ajout des oscillations axiales qui tend à modifier substantiellement le comportement de l’outil B ayant une large arête centrale. Les profils d’agrandissement pour l’outil A sont très similaires dans les deux cas, avec une augmentation régulière de l’agrandissement. Je pense que cela est dû de nouveau aux phénomènes thermiques associés à la coupe des

alliages de titane. Nous avons vu dans la bibliographie que le perçage vibratoire diminue la production de chaleur [25]. Or nous avons également changé le mode de lubrification entre les deux configurations de perçage. Les gains réalisés sur la production de chaleur sont annihilés par l'utilisation de la MQL, qui a un pouvoir réfrigérant bien moindre que la lubrification à l'huile soluble utilisée sur le centre d'usinage. Les deux effets se compensent. On peut noter que le passage du perçage conventionnel au perçage vibratoire sur UPA améliore la circularité des sections lorsque celle-ci n'est pas très bonne en perçage conventionnel. On l'observe dans les comparaisons avec l'outil ayant une arête centrale étroite. Ces conclusions s'étendent à l'amplitude du troisième harmonique.

2.3.4 Conclusion intermédiaire

L'étude que nous venons de présenter nous a permis de mieux appréhender la sensibilité des différents procédés mis en œuvre à la géométrie de l'outil autour de l'arête centrale. Nous avons comparé la signature des procédés avec deux outils ayant de légères variations géométriques :

- Un outil avec une arête centrale étroite et un chevauchement large.
- Un outil avec une arête centrale large et un chevauchement étroit.

Ces deux outils ont été testés à l'aide de trois moyens de perçage différents :

- En perçage conventionnel sur centre d'usinage.
- En perçage vibratoire sur centre d'usinage.
- En perçage vibratoire au moyen d'une UPA.

La mise en œuvre de ces outils avec les différents moyens de perçage pré-cités conduisent à des signatures des procédés propres à chaque situation.

Ainsi, l'outil ayant une arête centrale étroite et un chevauchement large a un comportement en perçage conventionnel très régulier tout au long des trous, et très stable d'un trou à l'autre (faible dispersion). Cet outil est adapté à cette configuration de perçage. À contrario, l'outil avec une arête centrale large et un chevauchement étroit n'adopte pas un comportement nominal dès les premiers millimètres de perçage. Il passe d'abord par une phase transitoire marquée par un fort agrandissement du diamètre des sections lors des 4 premiers millimètres de perçage.

En perçage vibratoire sur centre d'usinage, la donne est différente. L'outil ayant une arête centrale large et un chevauchement étroit est mieux disposé que l'outil ayant une arête centrale étroite et un chevauchement large. L'utilisation de ce dernier en perçage vibratoire sur centre d'usinage conduit à une plus grande variabilité des indicateurs de la qualité géométrique des trous. De plus, il n'adopte pas un comportement nominal dès l'entrée des trous, contrairement à l'outil avec l'arête centrale large. L'évolution des paramètres de circularité Δ_C et A_3 montre deux phases distinctes pour l'outil à l'arête étroite. Les dix premiers millimètres du perçage sont sujets à un défaut plus important en moyenne et avec plus de variabilité que ce qui est obtenu avec l'outil ayant l'arête large, avant de converger vers un comportement nominal stable et régulier comparable à celui observé avec l'autre outil.

L'utilisation de la machine UPA révèle des profils différents de ceux observés avec les deux moyens de perçage précédents. Pour les deux outils testés, les indicateurs de la qualité géométrique des trous sont stables et réguliers. Les défauts de circularités sont particulièrement faibles dans les deux cas. Seules les valeurs d'agrandissement diffèrent, et ce de manière très distincte. On observe que l'outil ayant l'arête centrale large et le chevauchement étroit produit des trous ayant un agrandissement de $5 \mu\text{m}$ de plus que

l'autre outil, tout le long du perçage. Dans ce cas, il ne semble pas y avoir un outil avec de meilleures dispositions qu'un autre, sauf si l'on considère qu'un agrandissement plus prononcé est un défaut en soit. L'utilisation de l'UPA fait à la fois apparaître des différences importantes, mais elle génère avec les deux outils testés des perçages très cylindriques. Cependant, cela montre que pour tenir une cote diamétrale fine avec ce type d'outil, la qualité de répétition de la géométrie de la pointe des outils d'une fabrication à l'autre doit être optimale.

2.4 Conclusion

Ce chapitre a permis d'exposer une méthode originale d'analyse de la qualité géométrique des perçages, permettant d'obtenir une représentation exhaustive et synthétique de la surface des trous, avec un nombre limité d'indicateurs. La méthode est basée sur deux principes :

- Une décomposition du profil de cylindricité en une succession de profils de circularité le long de l'axe du trou.
- La représentation spectrale de chaque profil de circularité.

Ces deux principes permettent une représentation de la géométrie du perçage en lien avec la dynamique du procédé à l'origine des formes observées. Chaque profil de circularité est affecté par les mouvements latéraux de l'outil. La décomposition spectrale à un niveau donné fournit des informations sur le comportement dynamique de l'outil à cet instant. Cette décomposition des profils de circularité permet d'obtenir à la fois l'agrandissement du diamètre du trou généré par l'outil via le premier terme correspondant à la valeur moyenne du rayon du trou, alors que l'amplitude des harmoniques et l'évolution des phases nous renseignent sur la nature des mouvements latéraux de l'outil.

Le comportement dynamique de l'outil est très impacté par le caractère régénératif des efforts engendrés par l'opération de perçage. Cela conduit à une évolution lente et complexe du comportement de l'outil. Le suivi fin des profils des paramètres tout du long de l'axe des trous permet de rendre compte du comportement de l'outil. De plus, le fait d'avoir une représentation complète de la géométrie des trous avec un nombre d'indicateurs limités permet de réaliser des comparaisons statistiques robustes afin de comparer différentes configurations de perçage. En considérant des échantillons issus d'au moins deux différentes configurations de perçage, nous pouvons calculer la moyenne et l'écart-type des différents indicateurs tout le long des trous. De cette manière, nous sommes en mesure de comparer comment une configuration de perçage modifie la géométrie des trous par rapport à une autre configuration, et in fine déterminer si une configuration est meilleure qu'une autre.

Par la suite, nous avons pu voir comment mettre en œuvre la méthodologie proposée autour de deux études de cas. La première étude, cherchant à analyser l'influence du jeu entre le canon de guidage et l'outil lors du perçage sur UPA, a permis de voir comment nous pouvions traiter le cas d'un paramètre évoluant par rapport à une configuration de référence. Nous avons pu comparer l'évolution des différences entre les paramètres étudiés par rapport à la situation de référence, et raisonner de manière relative quand à l'évolution du comportement du procédé en fonction du paramètre étudié (ici le jeu entre le canon et l'outil).

La seconde étude de cas proposée s'intéresse aux conséquences de faibles variations géométriques des outils autour de l'arête centrale. Les outils sont utilisés avec divers

moyens de perçage, puis la signature de chaque procédé mis en œuvre est étudiée puis comparée. Dans cette étude, il n'y a pas de configuration de référence, on compare les profils dans l'absolu.

Ces deux études de cas nous ont permis d'évaluer la pertinence de la méthodologie employée. Celle-ci se juge en particulier dans sa capacité à discriminer les situations analysées. Nous avons pu constater que dans chacun des cas étudiés, et même lorsque les différences sont faibles entre les profils mesurés, la méthode nous a permis de distinguer en quoi les différents procédés modifiaient la géométrie des trous. Cela confirme le fait que la méthode est en mesure de définir la signature des procédés, au sens d'un identifiant unique et identifiable, conséquence de la mise en œuvre d'une situation bien particulière de perçage.

Deuxième partie

Modélisation des vibrations latérales des forets en perçage vibratoire à oscillations forcées

Je vous rappelle que l'objectif de ce mémoire est de mieux comprendre les mécanismes de formation de la géométrie des trous, et en particulier de faire le lien entre la géométrie de l'outil et la qualité des trous obtenus. Nous avons pu voir dans la première partie de ce manuscrit comment nous étions en mesure de discriminer expérimentalement la signature des différents procédés mis en œuvre. Suite à cette étude expérimentale, nous avons pu constater que la géométrie des trous est principalement la conséquence des mouvements de l'outils. Les résultats obtenus lors de l'étude de la sensibilité des paramètres définissant la géométrie autour de l'arête centrale dans différentes situations de perçage nous a appris deux choses :

- Chaque configuration de perçage a ses caractéristiques propres influant sur la qualité finale des trous. Il est donc nécessaire de prendre en compte la spécificité de chaque procédé (perçage conventionnel, perçage vibratoire ...) pour comprendre les mécanismes associés.
- La géométrie des outils a une grande influence sur le déroulé des opérations de perçage. En particulier, l'expérience montre qu'il faut traiter les phénomènes autour de l'arête centrale à l'échelle locale de celle-ci, du fait de la grande sensibilité à ce paramètre.

Cependant, les expériences effectuées ne permettent pas d'expliquer directement la source des mouvements des outils et les liens entre les caractéristiques des moyens de perçage employés, la géométrie de l'outil utilisé et le matériau percé. L'objet de cette seconde partie est donc de construire une modélisation à même de prendre en compte ces trois éléments pré-cité :

- Les caractéristiques du procédé employé (coupe discontinue en perçage vibratoire).
- Les paramètres définissant le comportement dynamique du moyen de perçage employé.
- Le lien entre la géométrie de la pointe de l'outil, le matériau percé et les efforts résultants.

Fort de ce constat, les chapitres qui suivent s'organisent de la manière suivante :

- Le chapitre 3 s'attache à déterminer la répartition des efforts de coupe agissant sur les arêtes d'un foret dans les trois directions de l'espace, afin d'alimenter les modélisations de la dynamique du procédé. Ces efforts seront la source d'énergie générant les déplacements de l'outil.
- Le chapitre 4 s'attache à construire un modèle représentatif de la dynamique du procédé de perçage vibratoire, en tenant compte des spécificités propre du procédé : en particulier le caractère discontinu de la coupe, le comportement dynamique de la structure, puis les efforts amortissants agissants au plus près de l'arête centrale de l'outil.

Chapitre 3

Identification des efforts le long des arêtes de l'outil en perçage

La modélisation du comportement dynamique des outils en usinage requiert la connaissance des efforts agissant sur les arêtes de coupe dans les trois directions de l'espace. En perçage, la symétrie axiale de l'opération ne permet pas de mesures directes des trois composantes des efforts s'exerçant sur une arête isolée. Seules les conséquences de ces efforts sur l'effort axial et le couple peuvent être mesurées par un dynamomètre. Cependant, par la connaissance de la géométrie locale du foret, nous sommes en mesure de définir l'opération de coupe oblique agissant sur les arêtes. Les recherches sur l'orientation des efforts lors d'une opération de coupe oblique permettent d'estimer l'orientation de la résultante des efforts en fonction des angles de coupes locaux. Cette information supplémentaire, combinée aux mesures expérimentales de couple et d'effort axial lors d'un perçage, permet d'estimer les composantes dans les trois directions de l'espace des efforts agissants sur les arêtes de coupe. Ainsi, la méthode d'identification proposée est simple à mettre en œuvre. Elle permet d'estimer la répartition des efforts le long d'une arête de coupe dans toutes les directions, à l'aide d'un essai de perçage instrumenté conventionnel et de la connaissance de la géométrie de l'outil.

La première partie de ce chapitre propose un bref historique des modèles d'efforts de coupe existants. Une seconde partie est dédiée à la mise en place d'une description de la géométrie locale des forets. S'ensuit l'application d'un modèle d'effort de coupe adapté à la situation. Puis, nous verrons comment à partir de la connaissance de la géométrie locale de l'outil et l'association du modèle d'effort, nous pouvons réaliser l'identification des coefficients du modèle à partir d'essais de perçage élémentaires.

3.1 Modèles d'efforts de coupe en perçage

L'étude de la dynamique du procédé nécessite de modéliser les efforts appliqués sur les arêtes de coupe de l'outil dans toutes les directions de l'espace : \vec{x}_1 , \vec{y}_1 et \vec{z}_1 (fig. 3.1), et en particulier dans les directions radiales \vec{x}_1 et \vec{y}_1 . Cependant, l'identification directe de la répartition des efforts radiaux via un dynamomètre n'est pas possible du fait de la symétrie axiale de l'opération. Ainsi, plusieurs méthodes ont été proposées pour modéliser et identifier les efforts agissant sur les arêtes de coupe d'un foret. Stephenson [45] décompose les arêtes de l'outil en arêtes élémentaires obliques (fig. 3.2). Puis, à l'aide de différents essais de coupe oblique, il détermine les efforts en fonction des angles de coupe γ_n et d'inclinaison d'arête λ_s – définis d'après la norme ISO 3002 – de la vitesse de

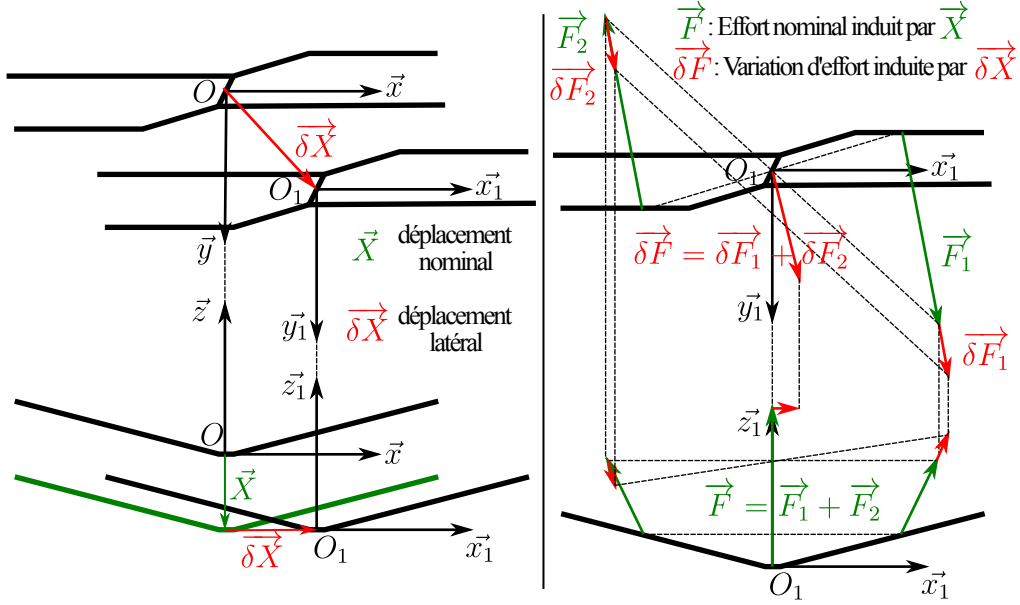


FIGURE 3.1 – Déplacements et efforts induits sur les arêtes de coupe d’un foret, en perçage nominal et avec des déplacements latéraux de l’outil

coupe V_c et de l’épaisseur de copeau coupé h (fig. 3.3). Enfin, Stephenson [45] somme la contribution de chaque arête élémentaire afin de reconstituer l’effort résultant sur l’outil.

Chandrasekharan [46] reprend le modèle des pressions spécifiques de Stephenson. Par une intégration continue des phénomènes le long des arêtes de coupe d’un foret conique traditionnel, il arrive à déterminer les coefficients du modèle à partir d’une succession d’essais de perçage. De plus, on voit apparaître la décomposition de l’effort agissant sur la face de coupe de l’outil comme la somme d’un effort normal à la face de coupe \vec{F}_n et d’un effort tangentiel \vec{F}_t dans la direction d’écoulement du copeau. Cependant, ce modèle est limité aux outils coniques traditionnels. Stephenson [47] améliore le modèle précédent en modifiant le terme relatif à l’angle de coupe dans la formulation des pressions spécifiques de coupe (eq. 3.1).

$$K_n = C_n h^{a_n} V_c^{b_n} (1 - \sin(\gamma_n))^{c_n} \quad K_f = C_f h^{a_f} V_c^{b_f} (1 - \sin(\gamma_n))^{c_f} \quad (3.1)$$

Ce modèle est utilisé par plusieurs auteurs tels que Chandrasekharan [48] et Yang [49]. Chandrasekharan utilise une représentation paramétrique de la géométrie des arêtes de coupe. Cette représentation de l’outil va dans le sens d’une méthode plus générale de la description de la géométrie des outils et des modèles de coupe associées.

Une autre famille de modèles d’effort est répandue dans la littérature : les modèles linéaires [50] [51]. Ces modèles décomposent les efforts en un effort d’arête et un effort de cisaillement du copeau.

Une méthodologie générale est finalement proposée par Kaymakci [52] pour associer un modèle d’effort de coupe à n’importe quelle situation de coupe. Dans cette description, les pressions spécifiques de coupe sont constantes par rapport à l’épaisseur de copeau coupée, contrairement au modèle de Stephenson. De plus, Budak [50] propose une transformation permettant de déduire les efforts en coupe oblique à partir d’essais réalisés en coupe orthogonale. Cependant, ce modèle nécessite toujours de réaliser des essais de coupe autre qu’un essai de perçage. Une proposition originale, dit modèle fractionnaire, à mi-chemin entre la représentation des efforts par une loi exponentielle de Stephenson et un modèle

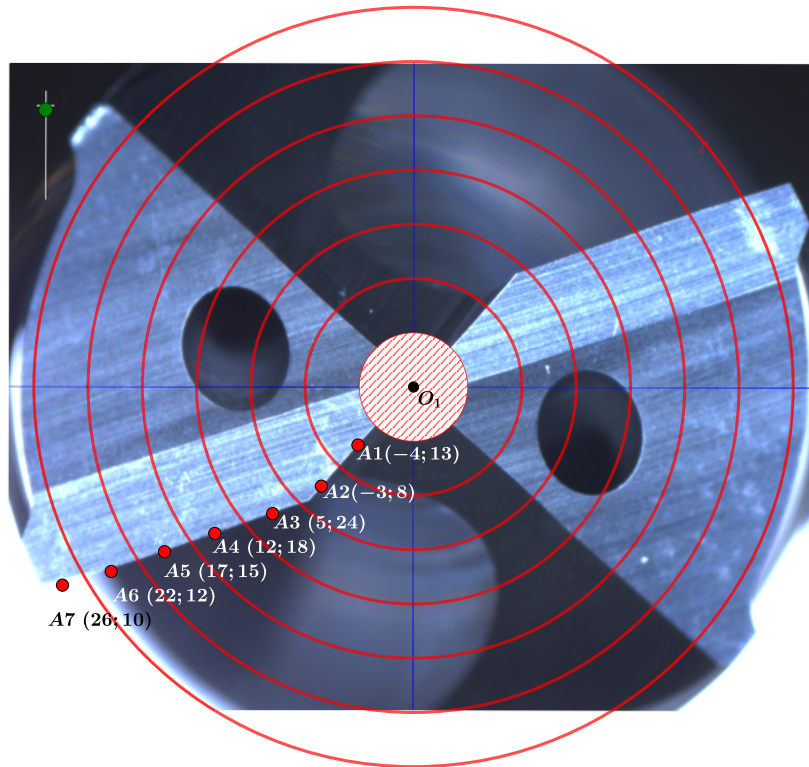


FIGURE 3.2 – Discrétisation des arêtes de l’outil en 2×7 arêtes élémentaires symétriques. Chaque centre A_i est suivi des angles associés $(\gamma_{n,i}; \lambda_{s,i})$.

linéaire est proposé par Paris [53] afin de supprimer la discontinuité des efforts lorsque l’épaisseur de copeau coupée est proche de zéro.

Ahmadi [54] propose de supprimer la symétrie de l’opération de perçage en réalisant des perçages dans des pré-trous excentrés afin d’identifier les efforts radiaux et déterminer les coefficients du modèle de coupe. Cependant, cette méthode demande de modifier l’opération de perçage de base pour l’identification des paramètres du modèle.

Claudin [55] puis Guibert [32] utilisent la méthode du « couple arête matière » afin d’identifier les paramètres d’un modèle d’effort axial sur les différentes parties actives de l’outil sans casser la symétrie de l’opération. Cependant, les résultats ne permettent pas d’identifier les efforts radiaux. Le Dref [40] reprend les travaux de Guibert [32] en les complétant pour modéliser le couple et dissocier les variations d’efforts induits par la vitesse d’avance et l’épaisseur de copeau coupé dans le cas du perçage vibratoire.

La méthode présentée dans cet article utilise la décomposition en arêtes élémentaires ainsi que la représentation de la situation de coupe oblique tel que proposé par Kaymakci [52], tout en exposant comment identifier expérimentalement les coefficients du modèle au cours d’une opération élémentaire de perçage.

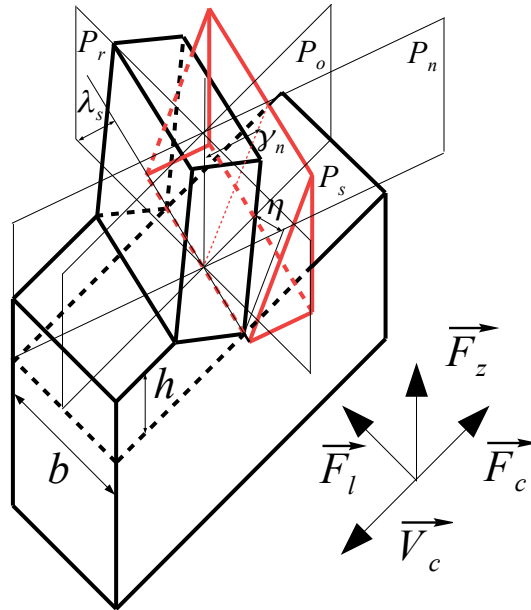


FIGURE 3.3 – Situation de coupe oblique élémentaire

3.2 Description géométrique des forets

Cette section a pour objet de définir les éléments de géométrie des forets nécessaires à la modélisation des efforts agissant sur l'outil. Dans un premier temps, nous définirons les termes et les paramètres de taillage et d'affûtage permettant de décrire la géométrie des forets utilisés. Ensuite, nous nous attacherons à associer aux différents éléments géométriques constitutifs de la pointe de l'outil, tels que les différentes faces de dépouille ou les arêtes de coupe, les objets mathématiques adéquats pour les représenter. En particulier, nous définirons les normales aux différentes dépouilles et les représentations paramétriques des arêtes de coupe, en fonction des angles caractéristiques de l'outil (angle au sommet, angles des dépouilles,...). Ces éléments définissent la géométrie globale de l'outil.

Finalement, à partir des éléments de géométrie globale caractérisés, nous définirons les angles locaux de l'outil le long des arêtes. Ces angles serviront dans les modèles d'efforts pour décrire la situation de coupe locale tout le long des arêtes de l'outil. Les angles locaux utilisés sont (fig. 3.3) :

- Angle de coupe normal γ_n
- Angle d'inclinaison d'arête λ_s
- Angle de dépouille α_o

3.2.1 Géométrie de l'outil utilisé

La Figure 3.4 représente la géométrie de la pointe que nous allons utiliser dans cette étude. Les arêtes sont représentées entre crochets - ex : $[E11]$ est une arête principale -, les plans des dépouilles entre parenthèses - ex : $(P11)$ est la première dépouille -. Les sommets caractéristiques sont représentés par une lettre majuscule - ex : $C1$ est le point d'intersection entre l'arête $[E11]$ et le diamètre de l'outil. La table 3.1 liste l'ensemble des paramètres nécessaires pour définir la géométrie de la pointe de l'outil. Dans la mesure du possible, nous avons cherché à respecter les normes en vigueur pour la définition des paramètres de l'outil. Cependant, les normes trouvent leurs limites dès qu'il s'agit de décrire des outils à géométries complexes, en particulier les outils dotés d'un amincissement

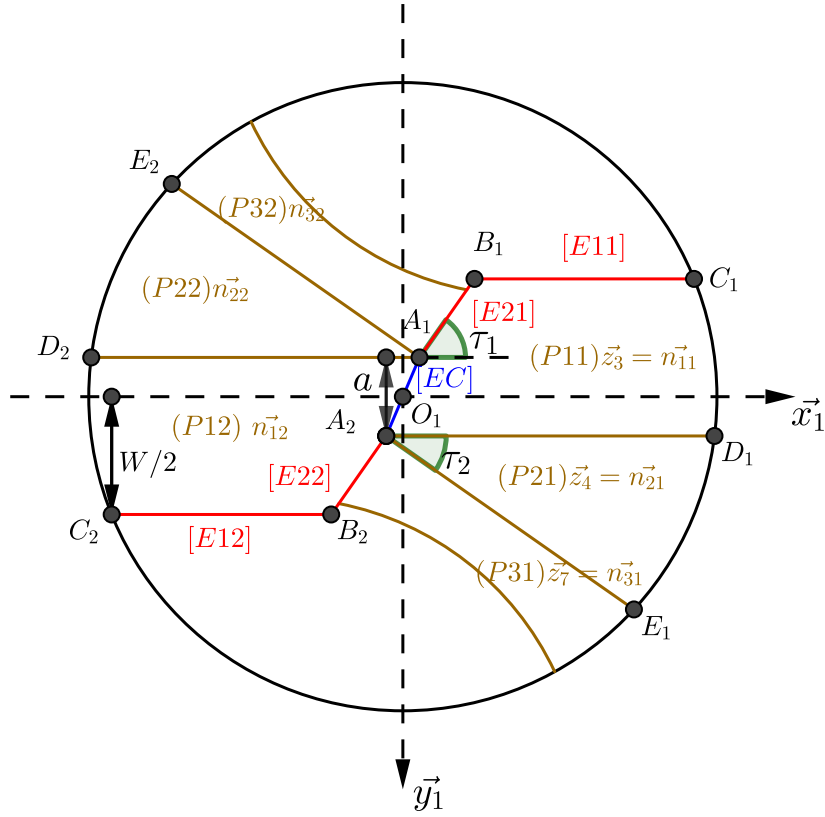


FIGURE 3.4 – Paramétrisation de la pointe de l'outil

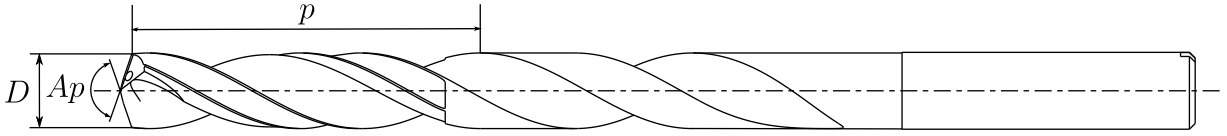


FIGURE 3.5 – Angle au sommet Ap , diamètre D et pas de l'hélice p d'un foret

d'âme. Lorsque les paramètres utilisés correspondent à une norme en vigueur, un renvoi vers celle-ci est indiquée dans les deux dernières colonnes du tableau.

La figure 3.6 illustre les différents changements de base permettant d'orienter les différentes dépouilles de l'outil. L'orientation du plan $(P11)$ correspondant à la première dépouille de l'outil est donnée par l'angle au sommet Ap (fig. 3.5) et la première dépouille normale de l'outil α_{n1} . L'orientation de la normale \vec{n}_{11} à $(P11)$ est donnée par :

$$\vec{n}_{11} = \vec{z}_3 = \mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_2} \mathcal{P}_{\beta_2}^{\beta_3} \cdot (0, 0, 1)^T \quad (3.2)$$

Avec :

$$\mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_2} = \begin{pmatrix} \cos(\psi_r) & 0 & -\sin(\psi_r) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\psi_r) & 0 & \cos(\psi_r) \end{pmatrix} \quad \psi_r = \frac{180 - Ap}{2} \quad (3.3)$$

Et :

$$\mathcal{P}_{\beta_2}^{\beta_3} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha_{n1}) & -\sin(\alpha_{n1}) \\ 0 & \sin(\alpha_{n1}) & \cos(\alpha_{n1}) \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

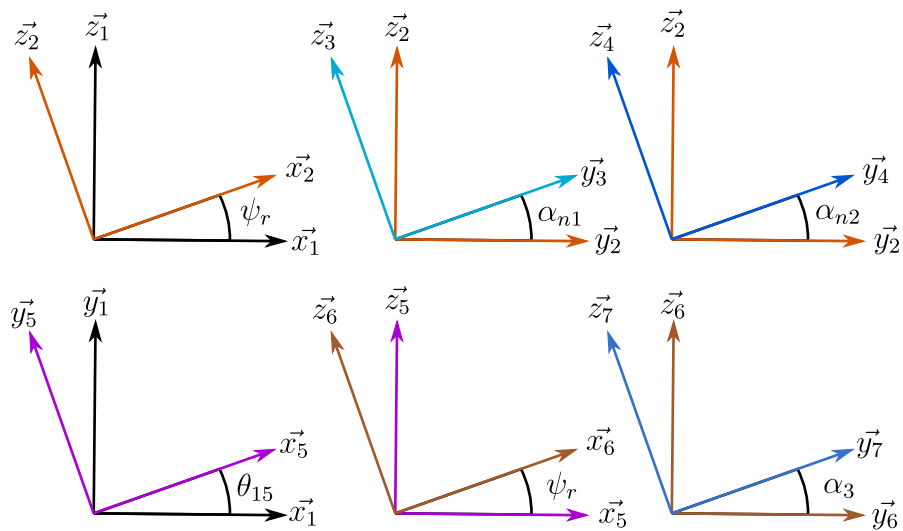


FIGURE 3.6 – Orientation des dépouilles

TABLE 3.1 – Paramètres caractéristiques des outils

| Paramètre | Symbole | NF ISO 5419 | NF ISO 3002/1 |
|--|---------------|-------------|---------------|
| Diamètre du foret | D | 3.30 | |
| Corps | L | 3.5 | |
| Épaisseur de l'âme | W | 3.13 | |
| Pas hélicoïdal | p | 3.37 | |
| Angle au sommet | Ap | 3.41 | |
| Largeur d'arête centrale | a | | |
| 1ère dépouille normale de l'outil | α_{n1} | 3.43 | 5.1.4.1 |
| 2ème dépouille normale de l'outil | α_{n2} | | 5.1.4.1 |
| 3ème dépouille | α_3 | | |
| Angle d'orientation de l'amincissement | τ_1 | | |
| Angle d'orientation de 3ème dépouille | τ_2 | | |
| Angle de coupe dans l'amincissement | τ_3 | | |

Ainsi,

$$n_{11}^{\vec{}} = \begin{pmatrix} -\sin(\psi_r) \cos(\alpha_{n1}) \\ -\sin(\alpha_{n1}) \\ \cos(\psi_r) \cos(\alpha_{n1}) \end{pmatrix}_{\beta_1} \quad (3.5)$$

De manière similaire, le plan $(P21)$ correspondant à la seconde dépouille de l'outil est orienté par sa normale $n_{21}^{\vec{}}$ donnée par :

$$n_{21}^{\vec{}} = \vec{z}_4 = \mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_2} \mathcal{P}_{\beta_2}^{\beta_4} \cdot (0, 0, 1)^T \quad (3.6)$$

Avec :

$$\mathcal{P}_{\beta_2}^{\beta_4} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha_{n2}) & -\sin(\alpha_{n2}) \\ 0 & \sin(\alpha_{n2}) & \cos(\alpha_{n2}) \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

Et donc :

$$n_{21}^{\vec{}} = \begin{pmatrix} -\sin(\psi_r) \cos(\alpha_{n2}) \\ -\sin(\alpha_{n2}) \\ \cos(\psi_r) \cos(\alpha_{n2}) \end{pmatrix}_{\beta_1} \quad (3.8)$$

Pour orienter le plan $(P31)$, il est nécessaire d'ajouter une rotation supplémentaire autour de l'axe $(O_1; \vec{z}_1)$. On a donc :

$$n_{31}^{\vec{}} = \vec{z}_7 = \mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_5} \mathcal{P}_{\beta_5}^{\beta_6} \mathcal{P}_{\beta_6}^{\beta_7} \cdot (0, 0, 1)^T \quad (3.9)$$

Avec :

$$\mathcal{P}_{\beta_6}^{\beta_7} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha_3) & -\sin(\alpha_3) \\ 0 & \sin(\alpha_3) & \cos(\alpha_3) \end{pmatrix} \quad (3.10)$$

$$\mathcal{P}_{\beta_5}^{\beta_6} = \mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_2} \quad (3.11)$$

$$\mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_5} = \begin{pmatrix} \cos(\theta_{15}) & -\sin(\theta_{15}) & 0 \\ \sin(\theta_{15}) & \cos(\theta_{15}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.12)$$

Soit :

$$n_{31}^{\vec{}} = \begin{pmatrix} -\cos(\theta_{15}) \sin(\psi_r) \cos(\alpha_3) + \sin(\theta_{15}) \sin(\alpha_3) \\ -\sin(\theta_{15}) \sin(\psi_r) \cos(\alpha_3) - \cos(\theta_{15}) \sin(\alpha_3) \\ \cos(\psi_r) \cos(\alpha_3) \end{pmatrix}_{\beta_1} \quad (3.13)$$

On détermine l'angle θ_{15} à l'aide de τ_2 . L'intersection entre les plans $(P21)$ et $(P31)$ est orientée par τ_2 dans le plan $(O_1; \vec{x}_1, \vec{y}_1)$. On a :

$$(P21) \cap (P31) = \left\{ \overrightarrow{O_1 A_2} + k \times \vec{n}, k \in \mathbb{R} \right\} \quad (3.14)$$

Avec \vec{n} un vecteur directeur de $(P21) \cap (P31)$. Or, d'après l'orientation de $(P21) \cap (P31)$, on peut écrire pour \vec{n} :

$$\vec{n} = (\cos(\tau_2), \sin(\tau_2), z_n)_{\beta_1} \quad (3.15)$$

De plus, $\vec{n} \in (P21)$, et donc on a la relation suivante :

$$\vec{n} \cdot n_{21}^{\vec{}} = 0 \quad (3.16)$$

La résolution de 3.16, nous permet d'obtenir la composante z_n de \vec{n} dans la base β_1 . Enfin, On a également la relation $\vec{n} \in (P31)$, et donc :

$$\vec{n} \cdot \vec{n}_{31} = 0 \quad (3.17)$$

En remplaçant \vec{n}_{31} dans 3.17 par son expression obtenue en combinant 3.9 avec 3.10, 3.11 et 3.12, on obtient une équation non linéaire fonction de θ_{15} . Une résolution numérique de 3.17 permet d'obtenir θ_{15} et d'orienter entièrement la normale au plan $(P31)$ en fonction de τ_2 .

Les normales sur $(P12)$, $(P22)$ et $(P32)$ sont déterminées par une rotation de 180 degrés autour de \vec{z}_1 des normales sur $(P11)$, $(P21)$ et $(P31)$.

L'arête centrale, représentée par le segment $[EC] = [A2A1]$, est constituée par l'intersection des premières dépouilles $(P11)$ et $(P12)$. Cela se traduit par les relations suivantes :

$$[EC] : \begin{cases} \vec{n}_{11} \cdot \vec{O_1M} = 0 \\ \vec{n}_{12} \cdot \vec{O_1M} = 0 \end{cases}, y \in \left[-\frac{a}{2}; \frac{a}{2}\right] \quad \vec{O_1M} = (x, y, z)_{\beta_1} \quad (3.18)$$

La résolution de l'équation 3.18 conduit à la représentation paramétrique de $[EC]$ suivante :

$$[EC] = \left\{ k \times \begin{pmatrix} -\frac{\tan(\alpha_{n1})}{\sin(\psi_r)} \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}_{\beta_1}, k \in \left[-\frac{a}{2}; \frac{a}{2}\right] \right\} \quad (3.19)$$

On déduit immédiatement de la représentation paramétrique 3.19 les coordonnées des points $A1$ et $A2$:

$$A1 = \left(\frac{a}{2} \times \frac{\tan(\alpha_{n1})}{\sin(\psi_r)}, -\frac{a}{2}, 0 \right) \quad A2 = \left(-\frac{a}{2} \times \frac{\tan(\alpha_{n1})}{\sin(\psi_r)}, \frac{a}{2}, 0 \right) \quad (3.20)$$

Le point $B1$ est déterminé par l'intersection entre le plan $(P11)$, le plan d'équation $(y = -\frac{W}{2})$, ainsi que le plan (P_{τ_1}) parallèle à l'axe $(O_1; \vec{z}_1)$ passant par A_1 et orienté par τ_1 via la normale $\vec{n}_{\tau_1} = (-\sin(\tau_1), -\cos(\tau_1), 0)$. $B1$ est solution du système :

$$B1 : \begin{cases} \vec{n}_{11} \cdot \vec{O_1M} = 0 \\ y = -\frac{W}{2} \\ \vec{n}_{\tau_1} \cdot \vec{A_1M} = 0 \end{cases} \quad (3.21)$$

Le point $C1$ est lui déterminé par l'intersection entre le plan $(P11)$, le plan $(y = -\frac{W}{2})$ et le plan d'équation $(x = \frac{\sqrt{D^2+W^2}}{2})$:

$$C1 : \begin{cases} \vec{n}_{11} \cdot \vec{O_1M} = 0 \\ y = -\frac{W}{2} \\ x = \frac{\sqrt{D^2+W^2}}{2} \end{cases} \quad (3.22)$$

Désormais, nous avons les principaux éléments permettant de décrire la géométrie des parties actives de l'outil, et en particulier les arêtes de coupe. La géométrie des arêtes de coupe utilisées dans cette étude est représentée par les segments $[E11]$ $[E21]$ et $[E12]$ $[E22]$ (Figure 3.4). Les arêtes du premier côté de l'outil peuvent être décrites de la manière suivante :

$$[E11] = \{ \vec{O_1B_1} + k \cdot \vec{B_1C_1}, k \in [0; 1] \} \quad (3.23)$$

$$[E21] = \{ \vec{O_1A_1} + k \cdot \vec{A_1B_1}, k \in [0; 1] \} \quad (3.24)$$

3.2.2 Géométrie locale des forets

Le modèle d'effort de coupe proposé tient compte de la géométrie locale de l'outil. La première étape consiste à décrire la géométrie des arêtes de coupe de l'outil. De manière générale, il convient d'utiliser une représentation paramétrique des arêtes du type :

$$[Ex] = \{M \in \mathbb{R}^3 / \overrightarrow{OM} = \overrightarrow{f(k)}, k \in [a; b]\} \quad (3.25)$$

$[Ex]$: Une arête de coupe de l'outil.

M : Un point appartenant à l'arête de coupe de l'outil.

$k \in [a; b]$: Paramètre, borné entre a et b avec a la valeur de k au plus proche du centre de l'outil et b au plus proche de l'extérieur de l'outil.

Le type de fonction à utiliser dépend de la géométrie de l'outil que l'on souhaite décrire. Enfin, on définit en chaque point $M \in [Ex]$ le vecteur orientation d'arête \vec{L} comme le vecteur unitaire tangent à l'arête de coupe au point M :

$$\vec{L} = \frac{\overrightarrow{f'(k)}}{\|\overrightarrow{f'(k)}\|} \quad (3.26)$$

Les vecteurs d'orientation d'arête \vec{L} sur $[E11]$ et $[E21]$ sont respectivement $\frac{\overrightarrow{B_1C_1}}{\|\overrightarrow{B_1C_1}\|}$ et $\frac{\overrightarrow{A_1B_1}}{\|\overrightarrow{A_1B_1}\|}$ (Figure 3.4).

D'après la symétrie axiale de l'outil, on obtient l'ensemble des vecteurs associés aux arêtes $[E12]$ et $[E22]$ par la matrice de rotation autour de \vec{z}_1 :

$$\mathcal{P}_{[E2x]}^{[E1x]} = \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad \vec{L}_{[E21]} = \mathcal{P}_{[E2x]}^{[E1x]} \vec{L}_{[E11]} \quad (3.27)$$

Un repère local de coupe $(M; \vec{R}, \vec{T}, \vec{A})$ [51], nommé repère RTA (fig. 3.7), est associé à chaque point des arêtes de coupe de l'outil. Les vecteurs forment une base orthonormée représentative de la situation de coupe locale de l'outil (fig. 3.8). L'origine du repère est positionné au point M considéré sur l'arête de coupe. Le vecteur \vec{T} est colinéaire à la vitesse de coupe \vec{V}_c , de sens opposé ; le vecteur \vec{R} est orthogonal à \vec{T} et \vec{L} ; la troisième direction \vec{A} du repère est construite de manière à compléter la base afin d'avoir un repère orthonormé directe (eq. 3.28).

$$\vec{T} = -\frac{\vec{V}_c}{\|\vec{V}_c\|} \quad \vec{R} = \frac{\vec{T} \wedge \vec{L}}{\|\vec{T} \wedge \vec{L}\|} \quad \vec{A} = \vec{R} \wedge \vec{T} \quad (3.28)$$

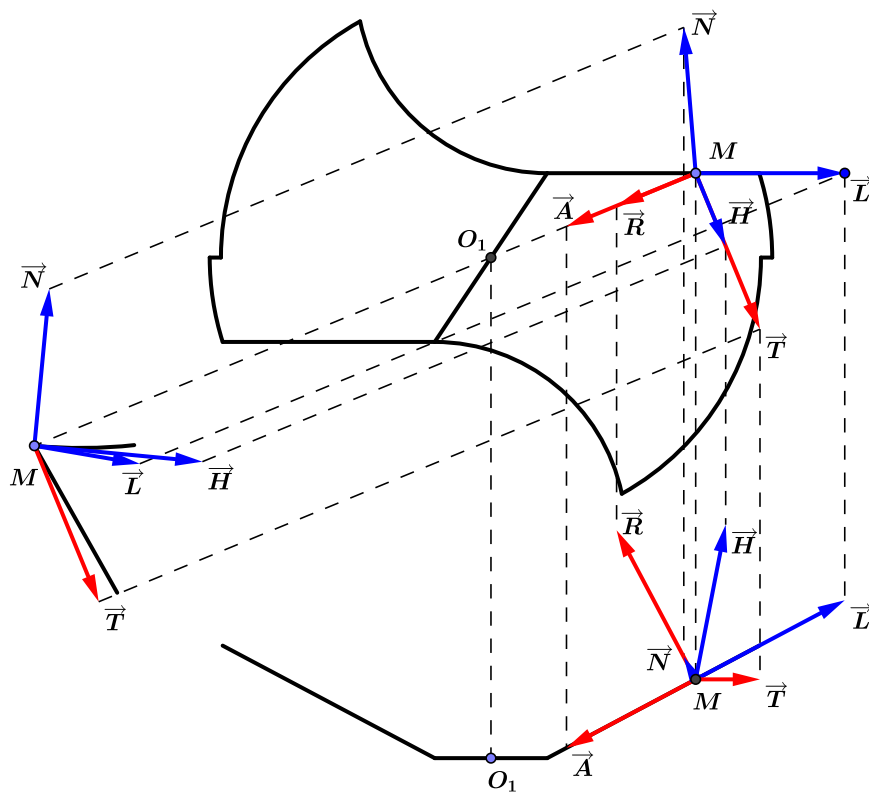


FIGURE 3.7 – Orientation du repère RTA sur l'outil

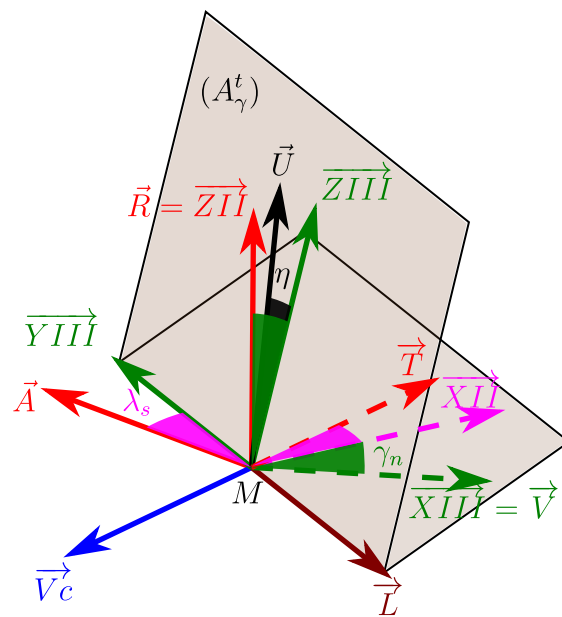


FIGURE 3.8 – Orientation du repère RTA sur une arête élémentaire

Les angles d'inclinaison d'arête $\lambda_{s,M}$ et de coupe $\gamma_{n,M}$ au voisinage du point M (fig. 3.8) permettent de définir la situation de coupe oblique en tous points M des arêtes de coupe. Pour déterminer l'angle de coupe $\gamma_{n,M}$, il est nécessaire de définir l'orientation du plan tangent $A_{\gamma,M}^t$ (fig. 3.8) à la face de coupe de l'outil au point M .

Sur les arêtes principales $[E11]$ et $[E12]$, la face de coupe est générée par la goujure de l'outil. Pour définir la face de coupe locale au voisinage du point M , il est nécessaire de déterminer le plan tangent à la goujure $A_{\gamma,M}^t$ (fig. 3.8). On construit une base du plan tangent à l'aide du vecteur d'orientation d'arête \vec{L} et d'un second vecteur \vec{H} (fig. 3.7) :

$$\vec{H} = \left(T_x, T_y, \tan \left(\frac{p}{2\pi r} \right) \right) \quad (3.29)$$

Avec :

$$r = \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \text{ avec } x_1 \text{ et } y_1 \text{ les coordonnées du point } M \text{ dans le repère } (O_1; \beta_1).$$

p le pas hélicoïdale de l'outil (paramètre 3.37 de la norme ISO 5419).

A partir de la base (\vec{L}, \vec{H}) du plan tangent $A_{\gamma,M}^t$, on définit la normale \vec{N} à ce plan :

$$\vec{N} = \vec{H} \wedge \vec{L} \quad (3.30)$$

On associe la base $\beta_{III} = (\overrightarrow{XIII}, \overrightarrow{YIII}, \overrightarrow{ZIII})$ à la face de coupe de l'arête élémentaire avec les relations suivantes :

$$Y\vec{III} = -\vec{L} \quad X\vec{III} = -\frac{\vec{N}}{\|\vec{N}\|} \quad Z\vec{III} = X\vec{III} \wedge Y\vec{III} \quad (3.31)$$

Les angles de coupe λ_s et γ_n sont définis par :

$$\cos(\lambda_s) = \vec{A} \cdot \overrightarrow{YIII} \quad \cos(\gamma_n) = \vec{R} \cdot \overrightarrow{ZIII} \quad (3.32)$$

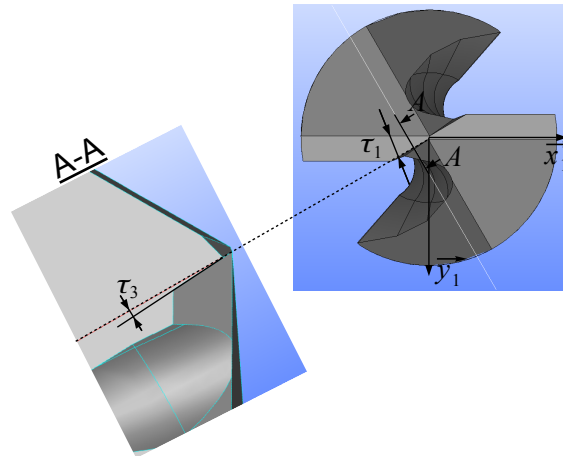


FIGURE 3.9 – Orientation de l'amincissement

Sur les arêtes $[E21]$ et $[E22]$, la face de coupe correspond à ce qu'il est communément appelé l'amincissement de l'outil. C'est une face plane, contrairement à la goujure de l'outil (fig. 3.9). Nous pouvons déterminer l'orientation de la face de coupe par la normale au plan définissant l'amincissement de l'outil avec τ_1 l'angle d'orientation de l'amincissement

et τ_3 l'angle de coupe dans l'amincissement. Comme précédemment, on détermine une base du plan correspondant à la face de coupe dans l'amincissement. On retrouve comme premier vecteur de cette base le vecteur d'orientation d'arête \vec{L} . Un second vecteur \vec{H}_{am} est orienté dans la base β_1 d'après la figure 3.9 à l'aide des matrices de rotation suivantes :

$$\vec{H}_{am} = \begin{pmatrix} \cos(\tau_1) & \sin(\tau_1) & 0 \\ -\sin(\tau_1) & \cos(\tau_1) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\tau_3) & \sin(\tau_3) \\ 0 & -\sin(\tau_1) & \cos(\tau_3) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.33)$$

Finalement, la normale à la face de coupe dans l'amincissement est déterminée comme pour la goujure à l'aide de la relation (3.30).

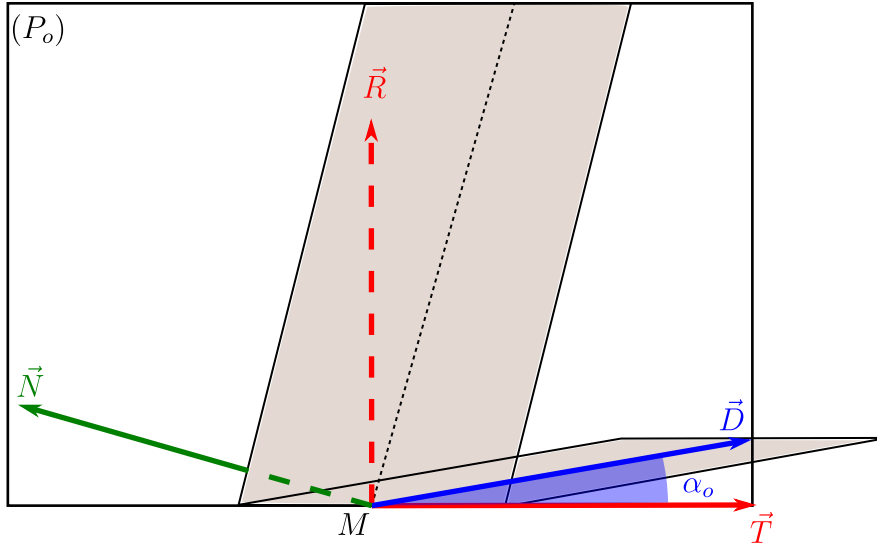


FIGURE 3.10 – Angle de dépouille local

L'angle de dépouille local $\alpha_{o,M}$ (fig. 3.10) se définit dans le plan $(M; \vec{R}, \vec{T})$ de normale \vec{A} équivalent au plan P_o de la norme ISO 3002. Sur la figure 3.10, le vecteur \vec{D} est un vecteur directeur de l'intersection entre le plan $(M; \vec{R}, \vec{T})$ et le plan de la dépouille (P_{11}) ou (P_{12}). Ainsi, on détermine les composantes de \vec{D} via la résolution du système linéaire constitué des trois relations suivantes :

$$C1 : \begin{cases} \vec{D} \in (M; \vec{R}, \vec{T}) \Leftrightarrow \vec{D} \cdot \vec{A} = 0 \\ \vec{D} \in (P_{11}) \Leftrightarrow \vec{D} \cdot \vec{n}_{11} = 0 \\ \vec{D} \cdot \vec{T} = 1 \end{cases} \quad (3.34)$$

Enfin, connaissant \vec{D} et d'après la figure 3.10 nous avons la relation suivante permettant d'obtenir $\alpha_{o,M}$:

$$\cos(\alpha_{o,M}) = \frac{\vec{D} \cdot \vec{T}}{\|\vec{D}\|} = \frac{1}{\|\vec{D}\|} \quad (3.35)$$

3.3 Identification de la distribution des efforts sur les arêtes de coupe à l'aide d'essais de perçage conventionnels

3.3.1 Modèle d'efforts de coupe utilisé

La résultante \vec{F} du torseur des actions mécaniques d'un segment élémentaire oblique peut se décomposer en une part statique \vec{F}_{edge} et une part $\vec{F}_{chip}(h)$ proportionnelle à l'épaisseur de copeau non déformé h [51]. Au centre M de l'arête élémentaire, le moment $\vec{\mathcal{M}}_{cop/out}(M)$ généré par l'effort de coupe \vec{F} est considéré nul. Le torseur des actions mécaniques $\{\Gamma_{cop/out}\}$ au centre de l'arête M s'écrit donc :

$$\{\Gamma_{cop/out}\}_M = \left\{ \begin{array}{l} \vec{F} = \vec{F}_{chip}(h) + \vec{F}_{edge} \\ \vec{\mathcal{M}}_{cop/out}(M) = \vec{0} \end{array} \right\} \quad (3.36)$$

L'effort de cisaillement du copeau $\vec{F}_{chip}(h)$ appliqué à l'outil sur une arête peut s'exprimer dans une base 2D (\vec{U}, \vec{V}) . La direction \vec{V} correspond à la direction normale à la face de coupe de l'outil. La direction \vec{U} correspond à la direction d'écoulement du copeau sur la face de coupe de l'outil, orienté par rapport à \vec{ZIII} par l'angle η (fig. 3.8) :

$$\vec{U} = \sin(\eta)\vec{YIII} + \cos(\eta)\vec{ZIII} \quad \vec{V} = \vec{XIII} \quad (3.37)$$

Les efforts sont proportionnels à la section de copeau coupée : produit $h \cdot b$ avec h l'épaisseur de copeau coupée et b la largeur de copeau (fig. 3.3).

$$\vec{F}_{chip}(h) = \vec{F}_{uc}(h) + \vec{F}_{vc}(h) \quad (3.38)$$

$$\vec{F}_{uc}(h) = K_{uc} \cdot h \cdot b \cdot \vec{U} \quad \vec{F}_{vc}(h) = K_{vc} \cdot h \cdot b \cdot \vec{V} \quad (3.39)$$

3.3.2 Identification des efforts en perçage

Dans cette partie, nous nous attachons à déterminer les coefficients de coupe K_{uc} et K_{vc} (eq. 3.39) le long des arêtes d'un outil $\emptyset 7,8$ mm utilisé en perçage dans l'alliage Ti6Al4V. Les arêtes de coupe du foret sont discrétisées en arêtes élémentaires (fig. 3.11), en respectant la symétrie axiale du foret. la zone au centre de l'outil, d'un diamètre de 1 mm, représentée par les hachures, est ignorée. Seule la zone où l'on peut raisonnablement associer un modèle de coupe est considérée. Un repère RTA est associé au centre A_i de chaque arête élémentaire, et la face de coupe est considérée plane sur les arêtes élémentaires. Son orientation est déterminée par le plan tangent au point A_i comme expliqué dans la section 3.2.2.

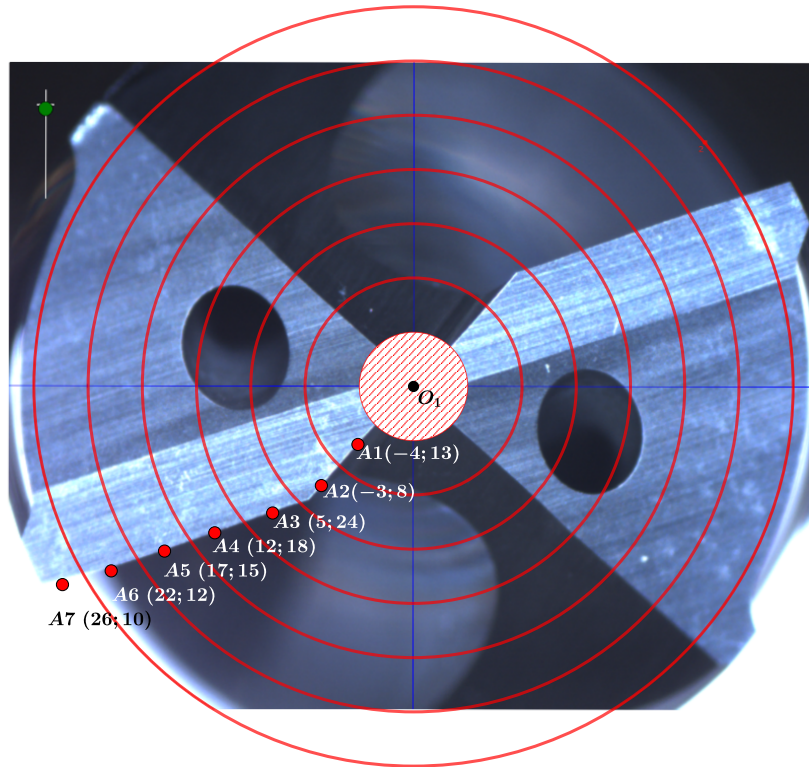


FIGURE 3.11 – Discretisation des arêtes de l'outil en 2×7 arêtes élémentaires symétriques. Chaque centre A_i est suivi des angles associés $(\gamma_{n,i}; \lambda_{s,i})$.

Sur chaque arête élémentaire est associé un modèle d'effort tel que décrit dans la section 3.3.1. les coefficients K_{uc} et K_{vc} diffèrent sur chaque arête élémentaire du fait de la modification importante de l'angle de coupe γ_n et de la vitesse de coupe V_c le long des arêtes de l'outil (fig. 3.11). Le torseur des actions mécaniques appliquées sur une arête élémentaire, calculé au centre O_1 de l'outil (fig. 3.11) s'écrit :

$$\{D\Gamma_{cop/out}\}_{O_1} = \left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{DF} = \overrightarrow{DF}_{chip}(h) + \overrightarrow{DF}_{edge} \\ \overrightarrow{DM}_{cop/out}(O_1) = \overrightarrow{O_1A_i} \wedge \overrightarrow{DF} \end{array} \right\} \quad (3.40)$$

En utilisant (eq. 3.38) le couple devient :

$$\overrightarrow{DM}_{cop/out}(O_1) = \overrightarrow{O_1A_i} \wedge \overrightarrow{DF}_{vc} + \overrightarrow{O_1A_i} \wedge \overrightarrow{DF}_{uc} + \overrightarrow{O_1A_i} \wedge \overrightarrow{DF}_{edge} \quad (3.41)$$

Puis, en utilisant (eq. 3.39) et en projetant suivant \vec{z}_1 , on obtient :

$$DM_z = h.b\{K_{vc}(\overrightarrow{O_1A_i} \wedge \vec{V}) \cdot \vec{z}_1 + K_{uc}(\overrightarrow{O_1A_i} \wedge \vec{U}) \cdot \vec{z}_1 + \overrightarrow{O_1A_i} \wedge \overrightarrow{DF}_{edge} \cdot \vec{z}_1\} \quad (3.42)$$

En posant $A11 = (\overrightarrow{O_1A_i} \wedge \vec{V}) \cdot \vec{z}_1$ et $A12 = (\overrightarrow{O_1A_i} \wedge \vec{U}) \cdot \vec{z}_1$ on obtient :

$$\left(\frac{DM_z}{b}\right) = \left(\frac{\overrightarrow{O_1A_i} \wedge \overrightarrow{DF}_{edge}}{b}\right) \cdot \vec{z}_1 + h.(K_{vc} \cdot A11 + K_{uc} \cdot A12) \quad (3.43)$$

Similairement, avec $A21 = \vec{V} \cdot \vec{z}_1$ et $A22 = \vec{U} \cdot \vec{z}_1$, on obtient pour l'effort axial :

$$\left(\frac{DF_z}{b}\right) = \left(\frac{\overrightarrow{DF}_{edge} \cdot \vec{z}_1}{b}\right) + h.(K_{vc} \cdot A21 + K_{uc} \cdot A22) \quad (3.44)$$

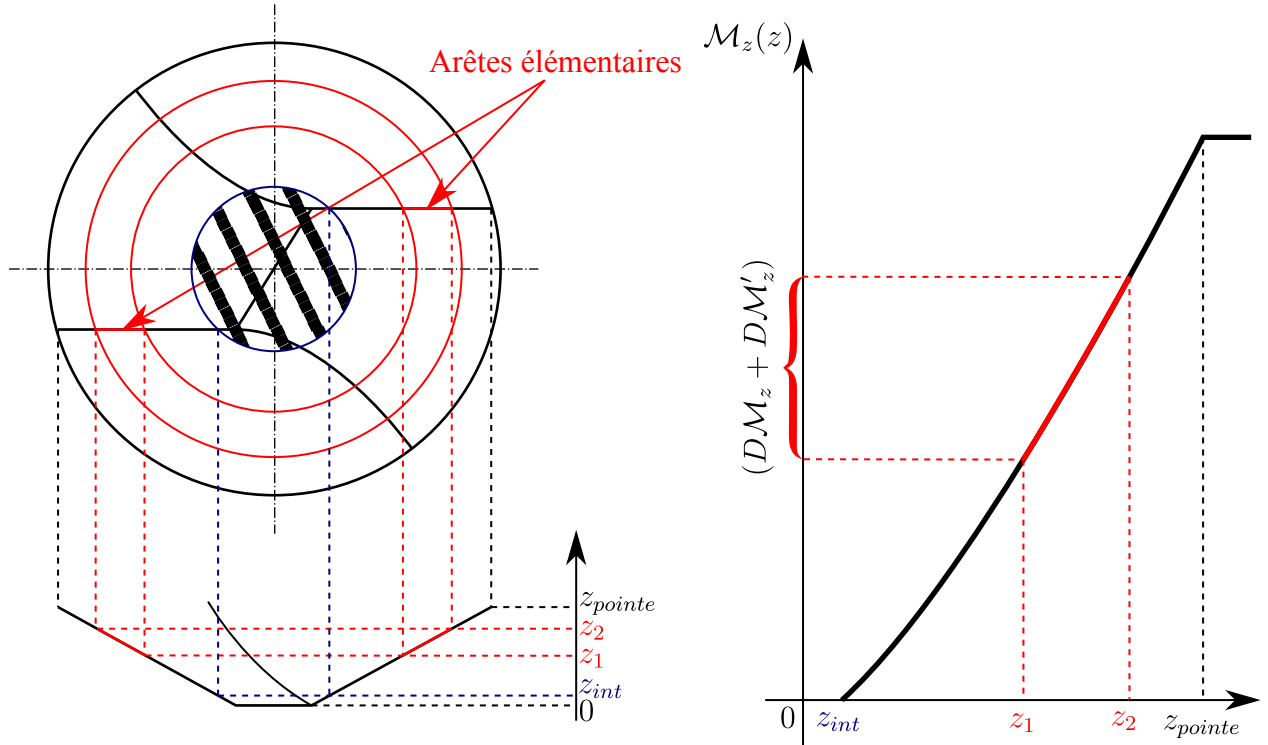


FIGURE 3.12 – Illustration de l'identification du couple associé à une paire d'arêtes élémentaires lors de la phase de pénétration de la pointe d'un foret

Lors d'une opération de perçage, nous pouvons mesurer avec un dynamomètre le couple $(DM_z + DM'_z)$ et l'effort axial $(DF_z + DF'_z)$ pour deux arêtes élémentaires symétriques, l'indice prime représentant les efforts générés par la seconde arête élémentaire (fig. 3.12) :

$$(DM_z + DM'_z) = 2.(\overrightarrow{O_1A_i} \wedge \overrightarrow{DF}_{edge}) + 2.b.h.(K_{vc} \cdot A11 + K_{uc} \cdot A12) \quad (3.45)$$

$$(DF_z + DF'_z) = 2.(\overrightarrow{DF}_{edge} \cdot \vec{z}_1) + 2.b.h.(K_{vc} \cdot A21 + K_{uc} \cdot A22) \quad (3.46)$$

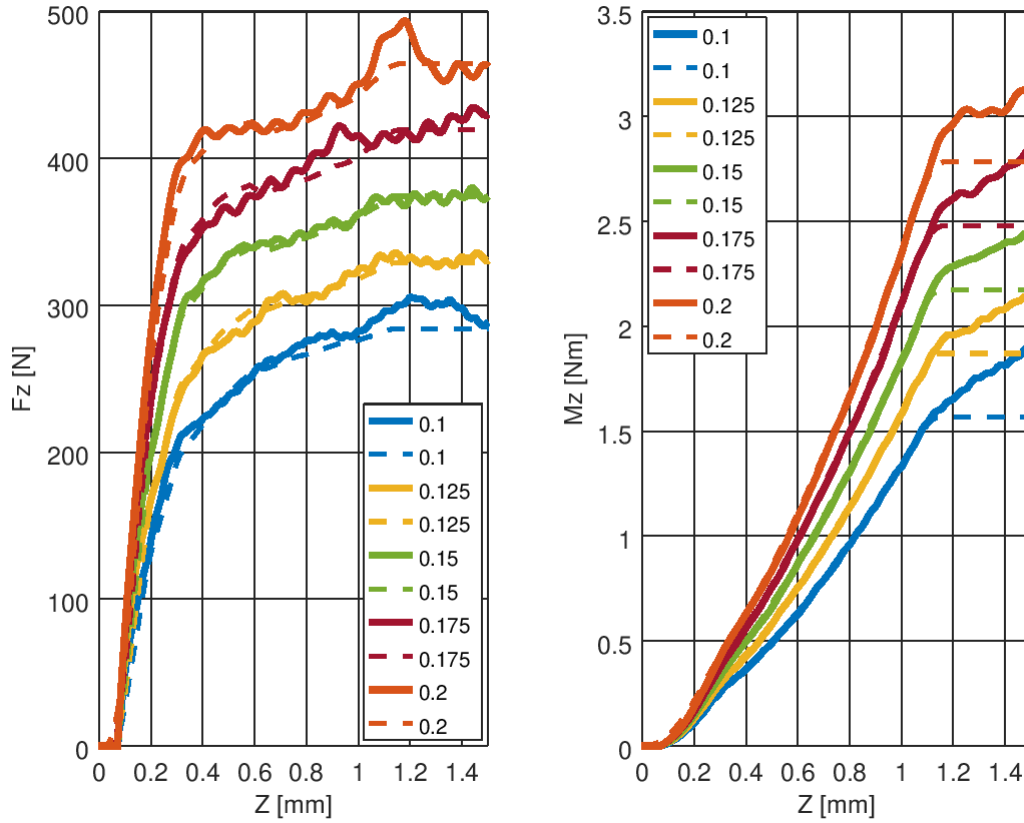


FIGURE 3.13 – Efforts relevés et simulés lors de l'enfoncement de la pointe du foret pour différentes vitesses d'avance de l'outil

L'effort axial ($DF_z + DF'_z$) et le couple ($DM_z + DM'_z$) induit par chaque paire d'arête élémentaire sont relevés pour différentes épaisseurs de copeau coupées h en réalisant une succession d'essais de pénétration de la pointe du foret. La figure 3.13 illustre 5 essais réalisés pour des avances f comprises entre 0,1 et 0,2 mm/tr. L'épaisseur de copeau coupée h étant égale à :

$$\frac{f}{2} \vec{R} \cdot \vec{z}_1 \quad (3.47)$$

L'effort axial et le couple relevé sont tracés en fonction de la profondeur de pénétration de la pointe Z . Les efforts induits par la zone hachurée de l'outil (fig. 3.11) sont soustraits en déterminant la profondeur de pénétration z_{int} (fig. 3.12) correspondant à l'intersection entre le bord du disque hachuré et l'outil. A partir du réseau de courbes, le couple et l'effort axial générés par chaque arête élémentaire peuvent être relevés pour différentes épaisseurs de copeau h coupées. La figure 3.14 illustre ce relevé d'effort pour l'arête élémentaire de centre A_2 (fig. 3.11) en transformant le couple en effort tangentiel DF_t afin d'obtenir des valeurs comparables quelque soit la position de l'arête par rapport au centre de l'outil (eq. 3.48).

$$\left(\frac{DF_t}{b} \right) = \frac{1}{r} \left(\frac{DM_z}{b} \right) \quad r = \sqrt{A_{x_1}^2 + A_{y_1}^2} \quad (3.48)$$

Les droites de régression figure 3.14 s'écrivent sous la forme :

$$\left(\frac{DF_t}{b} \right) = \left(\frac{DF_t}{b} \right)_0 + \left(\frac{DF_t}{b} \right)_1 . h \quad (3.49)$$

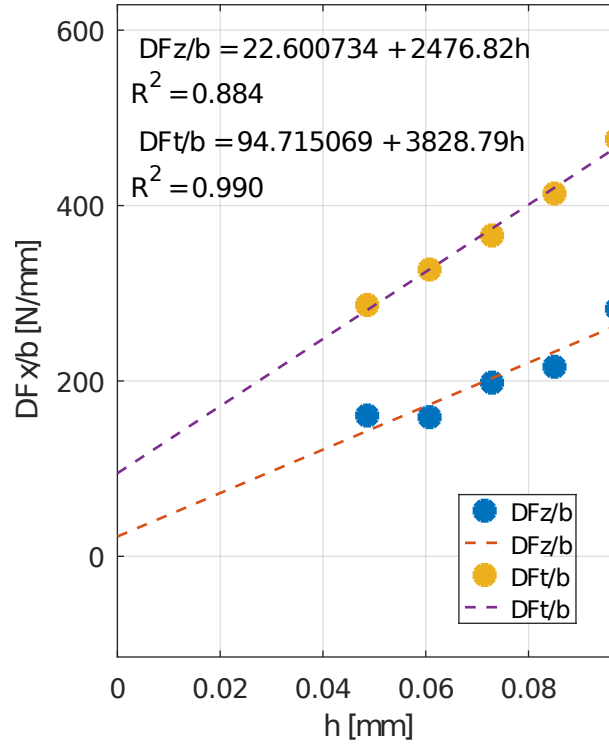


FIGURE 3.14 – Densité linéique d’effort axial et tangentiel sur l’arête élémentaire 2 en fonction de l’épaisseur de copeau coupé

$$\left(\frac{DF_z}{b}\right) = \left(\frac{DF_z}{b}\right)_0 + \left(\frac{DF_z}{b}\right)_1 \cdot h \quad (3.50)$$

Par identification des équations 3.49 et 3.50 avec les équations 3.45 et 3.46, on obtient le système linéaire (eq. 3.51) permettant l’identification des coefficients K_{vc} et K_{uc} .

$$2. \begin{pmatrix} \frac{A11}{r} & \frac{A12}{r} \\ A21 & A22 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} K_{vc} \\ K_{uc} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \left(\frac{DF_t}{b}\right)_1 \\ \left(\frac{DF_z}{b}\right)_1 \end{pmatrix} \quad (3.51)$$

Les coefficients identifiés sur les différentes arêtes élémentaires sont présentés dans le tableau 3.2.

TABLE 3.2 – Coefficients de coupe identifiés dans l’alliage Ti6Al4V pour le foret CRA096

| arête | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|--------------|------|------|------|------|------|------|------|
| K_{uc} MPa | 5710 | 2407 | 682 | 200 | 1016 | 1456 | 1840 |
| K_{vc} MPa | 4271 | 4124 | 3802 | 3504 | 2719 | 2662 | 2138 |

Les efforts simulés à partir des coefficients extraits (fig. 3.13) sont très proches des efforts mesurés. Cela confirme la pertinence du modèle pour décrire la situation de coupe lors de l’opération de perçage. On observe une différence de couple systématique entre les valeurs simulées et mesurées après 1,2 mm d’enfoncement de la pointe de l’outil. On attribue cette différence au couple supplémentaire induit par les listels. La contribution des listels n’a pas été prise en compte dans le modèle présenté.

3.3.3 Détermination de l'incertitude des coefficients de coupe

Nous avons vu dans la section précédente comment nous identifions les coefficients de coupe à partir de la détermination de la pente des droites de régression de densité linéique d'effort en fonction de l'épaisseur de copeau coupée. Comme nous pouvons le voir sur la figure 3.14, les points de mesure expérimentaux ne coïncident pas exactement avec la droite de régression. Il y a une dispersion aléatoire des points de mesures. Les coefficients de détermination R^2 sont différents de 1, ce qui confirme la présence d'une variation des valeurs mesurées non expliquée par la régression linéaire. D'autres essais de pénétration de la pointe nous aurais donné d'autres points de mesure, et nous aurions eu des valeurs différentes pour les coefficients directeurs des droites de régressions. In Fine, nous aurions obtenu d'autres valeurs pour les coefficients spécifiques de coupe. A partir de ce constat, nous allons procéder à l'évaluation de l'incertitude des coefficients de coupe en utilisant successivement les résultats issus de l'estimation par intervalle de confiance des coefficients d'une régression linéaire par la méthode des moindres carrés ordinaires, puis en utilisant les règles de propagation des incertitudes appliquées au calcul des coefficients de coupe K_{uc} et K_{vc} .

D'après [43], nous pouvons écrire les relevés expérimentaux de la figure 3.13 comme :

$$\left(\frac{DFx}{b}\right)_i = \beta_0^x + \beta_1^x \cdot h_i + \varepsilon_i^x \quad \varepsilon_i^x \sim \mathcal{N}(0, \sigma) \quad i = 1, \dots, n \quad x = t, z \quad (3.52)$$

ε_i^x représente la variable d'erreur ou résidu. Elle suit une loi normale centrée en 0 et de variance σ^2 nommée variance résiduelle. n est le nombre de relevés expérimentaux. La régression au sens des moindres carrés ordinaires permet de calculer un estimateur non biaisé de β_1^x , noté $\widehat{\beta}_1^x$:

$$\widehat{\beta}_1^x = \frac{Cov\left(h, \left(\frac{DFx}{b}\right)\right)}{s^2(h)} \quad \widehat{\beta}_0^x = moy\left(\left(\frac{DFx}{b}\right)\right) - \widehat{\beta}_1^x moy(h) \quad (3.53)$$

$Cov\left(h, \left(\frac{DFx}{b}\right)\right)$ représente la covariance de h et $\left(\frac{DFx}{b}\right)$, $s^2(h)$ la variance observée de h , $moy\left(\left(\frac{DFx}{b}\right)\right)$ et $moy(h)$ les moyennes observées respectivement de $\left(\frac{DFx}{b}\right)$ et h .

Nous pouvons calculer une estimation de la variance résiduelle avec :

$$S_{rx}^2 = \frac{1}{n-2} \sum_{i=1}^n \left(\left(\frac{DFx}{b}\right)_i - \widehat{\beta}_0^x - \widehat{\beta}_1^x \cdot h_i \right)^2 \quad (3.54)$$

De la variance résiduelle, nous déduisons une estimation de la variance de $B1^x$, notée S_{B1^x} , avec $B1^x$ qui est la variable aléatoire des réalisations de β_1^x observées. Ainsi, on a :

$$S_{B1^x}^2 = \frac{S_{rx}^2}{ns^2(h)} \quad (3.55)$$

Enfin, l'incertitude de β_1^x au seuil α , notée $\Delta\beta_1^x$ est donnée par :

$$\Delta\beta_1^x = t_{n-2;1-\alpha/2} \cdot S_{B1^x} \quad (3.56)$$

Où $t_{n-2;1-\alpha/2}$ représente le quantile de la loi de Student à $n-2$ degrés de libertés pour une probabilité égale à $1-\alpha/2$. Finalement, on note l'estimation de β_1^x au seuil α :

$$\beta_1^x = \widehat{\beta}_1^x \pm \Delta\beta_1^x \quad (3.57)$$

Désormais, nous avons une estimation par intervalle de confiance du coefficient directeur de la pente des droites de régression de la figure 3.14. Il reste à mettre en œuvre les règles de propagation des erreurs pour obtenir l'estimation des paramètres de coupe K_{uc} et K_{vc} . Nous cherchons à écrire une relation de la forme :

$$K_{vc} = \widehat{K_{vc}} \pm \Delta K_{vc} \quad (3.58)$$

$$K_{uc} = \widehat{K_{uc}} \pm \Delta K_{uc} \quad (3.59)$$

En inversant la relation 3.51, nous pouvons écrire la relation matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} K_{vc} \\ K_{uc} \end{pmatrix} = [B] \cdot \begin{pmatrix} \beta_1^t \\ \beta_1^z \end{pmatrix} \quad [B] = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} \frac{A_{11}}{r} & \frac{A_{12}}{r} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix}^{-1} \quad (3.60)$$

En faisant l'hypothèse que les variables β_1^t et β_1^z sont indépendantes, d'après [56], on a la relation de propagation des incertitudes suivante :

$$(\Delta K_{vc})^2 = (B_{11} \cdot \Delta \beta_1^t)^2 + (B_{12} \cdot \Delta \beta_1^z)^2 \quad (3.61)$$

$$(\Delta K_{uc})^2 = (B_{21} \cdot \Delta \beta_1^t)^2 + (B_{22} \cdot \Delta \beta_1^z)^2 \quad (3.62)$$

$$(3.63)$$

Les incertitudes calculées pour les coefficients issus du cas traité dans la section précédente sont données dans le tableau 3.3. Elles sont calculées avec un niveau de confiance de 90%, soit $\alpha = 0,1$.

TABLE 3.3 – Incertitude des coefficients de coupe dans l'alliage Ti6Al4V pour le foret CRA096

| arête | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|-------------------|----|----|-----|-----|----|----|----|
| ΔK_{uc} % | 10 | 54 | 166 | 150 | 55 | 68 | 95 |
| ΔK_{vc} % | 4 | 13 | 12 | 11 | 14 | 20 | 42 |

On constate que les incertitudes liées au coefficient K_{uc} sont sensiblement plus importantes que celles liées au coefficient K_{vc} . C'est la conséquence des perturbations relevées sur les signaux d'efforts axiaux. Le coefficient de coupe K_{uc} est beaucoup plus exposé aux perturbations sur l'effort axial que le couple. En effet, la direction \vec{U} est majoritairement orientée dans la direction \vec{z}_1 , contrairement à la direction \vec{V} qui est majoritairement orientée dans la direction tangentielle \vec{T} . Les signaux de couple étant très peu perturbés, les coefficients K_{vc} sont bien déterminés.

Nous pouvons nous interroger sur les moyens de diminuer l'incertitude des coefficients. Nous avons vu que cette incertitude est liée de près à l'incertitude des coefficients des droites de régression $\Delta \beta_1^t$ et $\Delta \beta_1^z$ (eq. 3.61). Ainsi, il convient de s'intéresser à diminuer l'incertitude lié aux coefficients directeurs des droites de régression. L'expression 3.56 nous montre que l'incertitude de β_1^x est le produit du quantile de la loi de Student et de la variance de $B1^x$. Pour un niveau de confiance donnée, traduit par la valeur de α , le quantile de la loi de Student est d'autant plus faible que le nombre de degrés de libertés de la loi augmente. La table 3.4 donne l'évolution du quantile en fonction du nombre d'essais réalisés. La variation du quantile Δt est donnée relativement au quantile avec $n = 5$.

La diminution du quantile est significative entre 5 et 7 essais, avec une différence de 15%. En doublant le nombre d'essais on diminue de 21% celui-ci. Au delà de 10 essais, la

TABLE 3.4 – Valeur du quantile de la loi de student pour $\alpha = 0,1$ en fonction du nombre d'essais

| n | ddl | $t_{ddl;0,95}$ | Δt |
|-----|-------|----------------|------------|
| 5 | 3 | 2,35 | - |
| 7 | 5 | 2,02 | -15% |
| 10 | 8 | 1,86 | -21% |

diminution du quantile devient moins intéressante. Cependant, l'augmentation du nombre d'essai influe également sur la valeur de l'écart-type de $B1$. En effet, la formule 3.55 de l'estimation de la variance de $B1$ montre que l'écart-type de $B1$ évolue comme $1/\sqrt{n}$. Le tableau 3.5 montre l'influence du nombre d'essais sur S_{B1^x} .

TABLE 3.5 – Influence du nombre d'essais sur S_{B1^x}

| n | $1/\sqrt{n}$ | ΔS_{B1^x} |
|-----|--------------|-------------------|
| 5 | 0,45 | - |
| 7 | 0,38 | -15% |
| 10 | 0,32 | -29% |

Finalement, l'influence combinée de l'évolution du quantile de la loi de student $t_{ddl;0,95}$ et de S_{B1^x} avec n permet une diminution potentielle de l'incertitude des coefficients de coupe de 28% pour $n = 7$ et de 44% pour $n = 10$ comparé à l'incertitude obtenue avec $n = 5$.

Il reste un dernier élément à mentionner pour être complet. S_{B1^x} évolue également comme $1/s(h)$, avec $s(h)$ l'écart-type des valeurs d'épaisseur de copeau. Cette donnée est entièrement déterminée par le choix du placement des points de mesures, et donc des choix d'avance f utilisées pour réaliser les différents essais. Plus l'étendue de f sera grande, plus $s(h)$ sera important, et l'incertitude sur le coefficient directeur de la pente sera faible. C'est l'effet "bras de levier", qui permet d'obtenir plus de précision en écartant les points de mesure de la valeur moyenne. Cependant, on est vite limité par les contraintes physiques. Il faut choisir le minimum de f de façon à garantir qu'il y ait de la coupe, et le maximum de f pour ne pas briser l'outil.

Dans notre cas d'application, nous avons réalisé 5 essais. Nous avons montré par le développement précédent qu'il peut être bénéfique d'augmenter à l'avenir le nombre d'essais réalisés jusqu'à 10 essais, afin de réduire fortement l'incertitude des coefficients déterminés à moindre coût.

3.4 Conclusion

La méthode proposée permet une identification rapide et robuste de la répartition des efforts le long des arêtes d'un foret dans toutes les directions de l'espace. L'avantage de la technique exposée repose sur la simplicité de la mise en œuvre. L'identification des coefficients se fait depuis des relevés d'efforts axiaux et de couples lors de la phase de pénétration de la pointe de l'outil. Il n'est pas nécessaire de supprimer la symétrie de l'opération de perçage pour identifier les efforts dans les trois directions de l'espace, ce qui facilite grandement l'identification des coefficients pour une grande variété d'outils, sans travaux préparatoires importants tels que la suppression d'une arête du foret ou un perçage dans un pré-trou excentré. Les résultats peuvent facilement être utilisés dans des modèles d'analyse de la stabilité en usinage du fait de la linéarité du modèle, afin d'analyser le comportement dynamique de l'outil lors d'une opération de perçage.

Chapitre 4

Modèles dynamique des vibrations latérales des forets en perçage vibratoire à oscillations forcées

L'étude du comportement dynamique en perçage fait appel aux outils développés lors de l'analyse de la stabilité en usinage dans les situations de coupe élémentaires (coupe continue orthogonale, coupe continue oblique, fraisage). Le lecteur trouvera dans l'annexe 2 tous les éléments nécessaires à l'analyse de la stabilité dans les situations de coupe élémentaires. Ces éléments permettent d'aborder par la suite des situations de coupe plus complexes comme celles rencontrées en perçage, et en particulier en perçage vibratoire.

Ce chapitre est organisé en trois parties. La première s'attache à présenter succinctement les principales modélisations proposées pour l'étude du comportement dynamique du procédé de perçage conventionnel. La seconde partie est consacrée à l'établissement d'une analyse de la stabilité dans le domaine fréquentiel de l'opération de perçage vibratoire à oscillations forcées, sans tenir compte des efforts générés par l'arête centrale de l'outil. La dernière partie définit une modélisation dans le domaine temporel de l'opération de perçage vibratoire à oscillations forcées. Cette dernière modélisation prend en compte les efforts autour de l'arête centrale de l'outil.

4.1 État de l'art

On retrouve trois grands modes de vibrations des outils en perçage :

- Les vibrations transversales.
- Les vibrations en torsion/compression.
- Les vibrations latérales.

La figure 4.1 illustre ces trois modes de vibrations ; en a) les vibrations transversales ; en b) les vibrations en torsion/compression ; en c) les vibrations latérales.

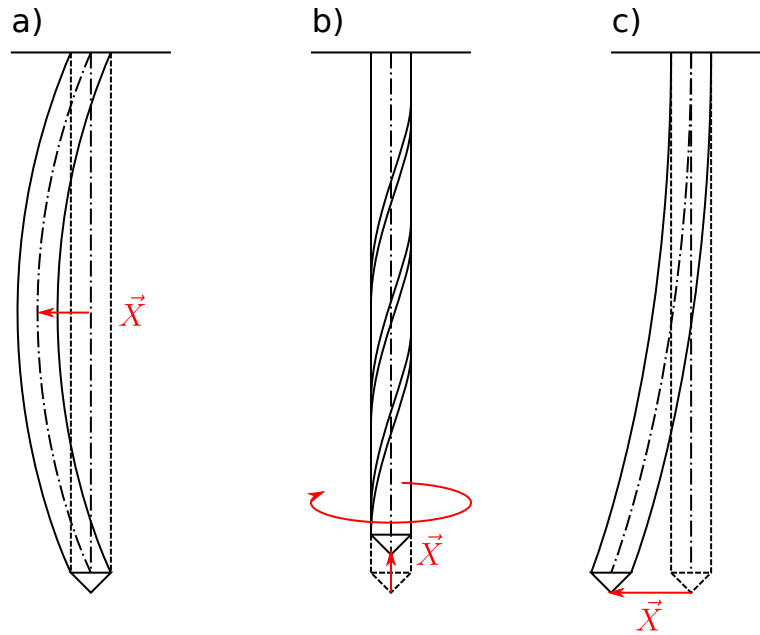


FIGURE 4.1 – Modes de vibration des forets ; a) Vibrations transversales b) Vibrations en torsion/compression c) Vibrations latérales

Ces trois modes de vibrations ont été étudiés dans la littérature. Ulsoy et Tekinalp [6] traitent le cas des vibrations transversales avec une analyse de la stabilité dans le domaine fréquentiel. Ils prennent en compte la modification de la fréquence propre du système en fonction de l'effort axial provoqué par l'opération de perçage sur l'outil. L'effort axial modifie la raideur de l'outil à l'image de ce qui se passe avec le flambement d'une poutre d'Euler. Ce flambement couplé à la rotation de l'outil peut conduire à l'instabilité du système et à la casse de l'outil. Pour analyser ce mode de déformation, il n'est pas nécessaire de prendre en compte le caractère régénératif de la coupe, contrairement au deux autres modes de déformations évoqués. Cette étude est très similaire à ce qui serait réalisé pour étudier le comportement dynamique d'un arbre rotor.

L'étude de la stabilité en torsion compression a été traitée par plusieurs auteurs. Bayly et al. [57] propose une analyse de la stabilité en torsion/compression dans le domaine fréquentiel lors d'un perçage en agrandissement. Il prend en compte le caractère régénératif de la coupe, mais néglige les phénomènes amortissants tels que les efforts induits par l'interaction entre la face de dépouille de l'outil et le fond du perçage. Roukema propose deux approches de ce problème, une première analyse dans le domaine temporel [58], prenant en compte le caractère régénératif de la coupe lors d'un perçage avec un pré-trou. La modélisation proposée est basée sur le suivi de l'évolution de la géométrie du fond du trou à chaque pas de temps par un maillage complet de la surface du fond afin de déterminer l'épaisseur de copeau coupé en fonction des vibrations de l'outil. Roukema

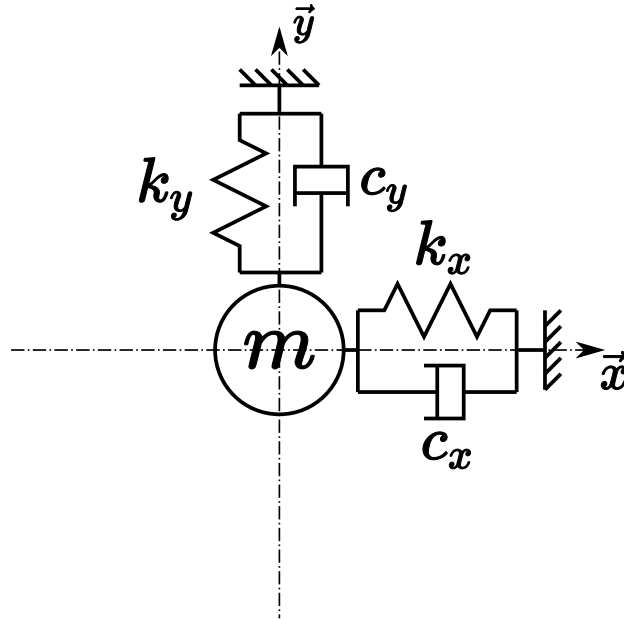


FIGURE 4.2 – Représentation du système discret équivalent à la structure du système outil + machine.

décline la modélisation dans le domaine fréquentiel [59], les résultats obtenus sont très proches de ceux de Bayly. Arvejev et Ismail [60] adaptent la modélisation de Bayly dans le domaine temporel. Ahmadi [61] propose quant à lui une modélisation utilisant la méthode de semi-discrétisation temporelle développée par Inspeger et Stepan [62]. Ahmadi [61] inclut les efforts d'amortissement du process dans la modélisation.

Beaucoup des auteurs sus-mentionnés ont également traité le cas des vibrations latérales des forets. Cependant, seul Bayly [5] propose une modélisation incluant les phénomènes ayant lieu sur l'extrême pointe de l'outil. On retrouve les travaux de Roukema [3, 59] qui traitent dans les mêmes articles des modes en torsion/compression et des vibrations latérales, dans le domaine temporel et dans le domaine fréquentiel. Les travaux de Metzler et Bayly [63], Bayly et al. [64, 5] font office de références pour la modélisation des vibrations latérales à basses fréquences des outils en alésage et en perçage. Ce mode de vibration est celui qui nous intéresse plus particulièrement en raison de son rôle déterminant sur la qualité géométrique des trous obtenus. On retrouve des éléments communs à l'ensemble des modélisations proposées. En premier lieu, tous les modèles modélisent la structure outil + machine par un système masse/ressort à deux degrés de libertés dans le plan perpendiculaire à l'axe de l'outil (fig. 4.2). Cependant, certains auteurs choisissent d'associer les systèmes masse/ressort à un repère fixe avec l'outil, comme Roukema [3, 59], et d'autres choisissent de les associer à un repère en rotation avec l'outil, comme Metzler et Bayly [63], Bayly et al. [64, 5] ou encore Ahmadi [61]. Un autre point commun à l'ensemble des simulations proposées est la prise en compte du caractère régénératif des efforts de coupe, à l'origine des phénomènes de broutement. Si certains articles tendent à laisser penser qu'ils modélisent les vibrations des outils avec un nombre plus important de degrés de liberté, tels que Roukema [3] ou Ahmadi [61] (fig. 4.3), en réalité il n'en est rien, les auteurs désactivent les degrés de liberté en torsion/compression pour réaliser les analyses concernant les vibrations latérales.

Le second élément essentiel pour l'analyse des vibrations concerne la modélisation des efforts de coupe. Pour la plupart des auteurs, des modèles linéaires de coupe sont

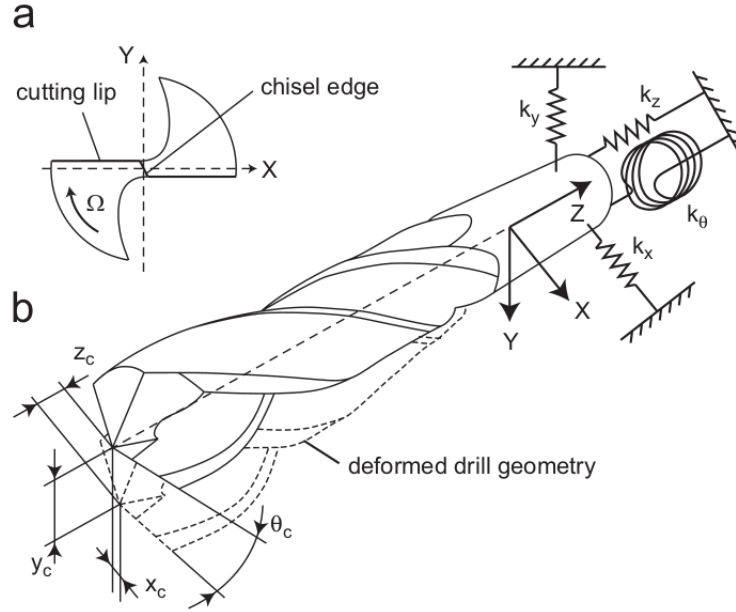


FIGURE 4.3 – Modèle dynamique de la pointe de l’outil. Extrait de [3].

utilisés, surtout lorsque les analyses sont faites dans le domaine fréquentiel [63, 64, 5, 59, 54]. A contrario, la modélisation dans le domaine temporel de Roukema [3] utilise un modèle d’effort de coupe non linéaire. Les pressions spécifiques de coupe suivent un modèle quadratique en fonction de l’épaisseur de copeau coupé.

Les modélisations de Bayly [63, 64, 5], ou encore d’Ahmadi [61], prennent en compte les efforts d’amortissement du process [51] dont l’origine vient de l’interférence entre la matière qui s’écoule sous l’outil et la face de dépouille. La modélisation de ce phénomène est plus ou moins avancée en fonction des auteurs. Bayly [63, 64, 5] introduit ce type d’effort sans chercher à identifier expérimentalement des paramètres physiques corrélés au phénomène. Il fait varier les coefficients associés pour montrer que ce type d’effort est nécessaire pour arriver à une bonne simulation des phénomènes observés, en particulier la formation des trous lobés. A contrario, Roukema [3, 59] n’introduit pas ce type d’effort dans ses modélisations. Il en résulte une grande instabilité qui n’est pas représentative des phénomènes observés expérimentalement. Ahmadi [61] utilise pour sa part les modélisations de l’amortissement du process proposées par Kilic [65] :

$$\vec{F}_d = b \cdot c_i \cdot \vec{P} \left(-\vec{R} \cdot \vec{X} \right) \quad (4.1)$$

Avec \vec{P} orientant l’effort normal dans la direction \vec{R} et un effort de frottement dans la direction \vec{T} de la base RTA définie dans le chapitre précédent :

$$\vec{P} = \begin{pmatrix} 1 \\ \mu \\ 0 \end{pmatrix}_{\beta_{RTA}} \quad (4.2)$$

Le coefficient c_i est évalué par la formule de Chiou et Liang [66], eux même issus des travaux de Wu [67] :

$$c_i = \frac{K_{sp} W^2}{2V_c} \quad (4.3)$$

K_{sp} : Un coefficient dépendant du matériau usiné.

W : La longueur caractéristique de contact entre la face de dépouille et la matière usinée.

V_c : La vitesse de coupe.

La longueur caractéristique W est évaluée à partir de l'angle de dépouille local de l'outil α_0 , de l'angle de séparation de la matière β , et du rayon d'acuité d'arête r_ε (fig. 4.4) donnée d'après Ahmadi [4] :

$$W = r_\varepsilon (\sin(\beta) + \sin(\alpha_0) + (\cos(\alpha_0) - \cos(\beta)) \cot(\alpha_0)) \quad (4.4)$$

Ce modèle d'effort d'amortissement du process stipule que l'effort appliqué sur l'outil est

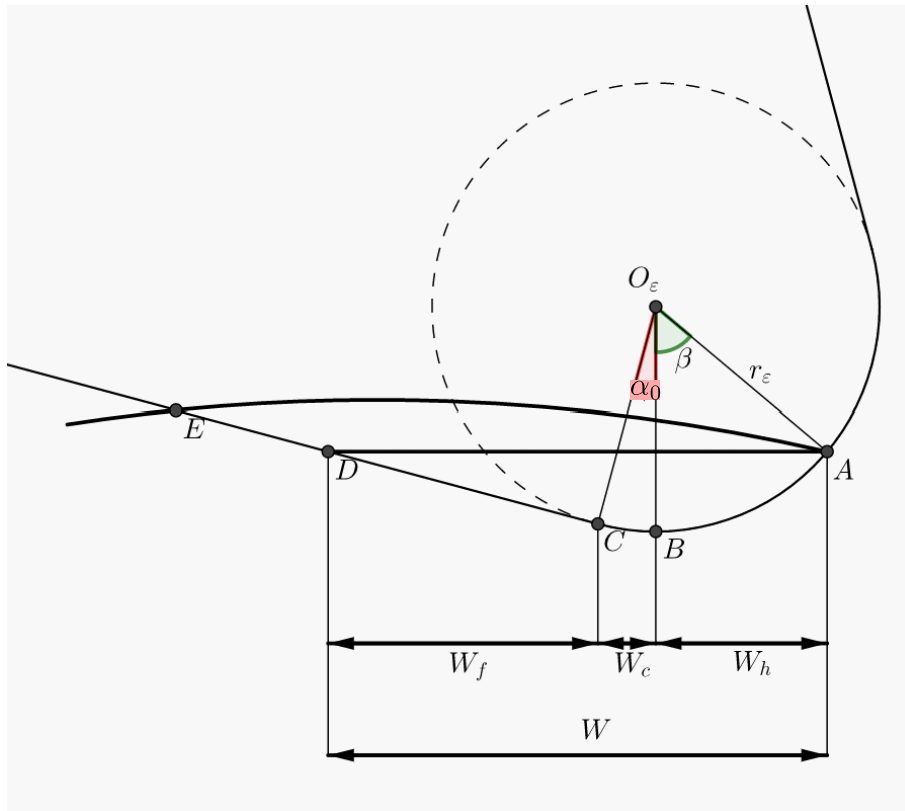


FIGURE 4.4 – Illustration de la longueur caractéristique W de contact entre la face de dépouille et la matière s'écoulant sous l'outil, d'après Ahmadi [4]

proportionnel au volume de matière qui interfère avec la dépouille. La formule de Chiou et Liang est issue d'une linéarisation du calcul du volume d'interférence autour du point de fonctionnement nominal de l'outil en l'absence de vibration. De plus, on ne considère ici que la variation de l'effort appliqué sur la dépouille lorsque l'outil vibre et non pas l'effort nominal issu du processus d'écoulement de la matière sous l'outil. Pour comparaison, intéressons nous à la formulation de l'effort d'amortissement du process adopté par Bayly [5]. La figure 4.5 illustre l'orientation de ces efforts. Bayly [5] utilise une représentation peu commune. Il considère que l'effort agit dans deux directions (voir figure 4.5) : une direction \vec{n} qu'il nomme direction normale. Celle-ci est orientée dans le plan (x, y) suivant la direction radiale au point considéré de l'arête. Une direction tangentielle, orthogonale à la direction normale, en sens inverse de la vitesse de coupe. Bayly [5] assume que l'effort

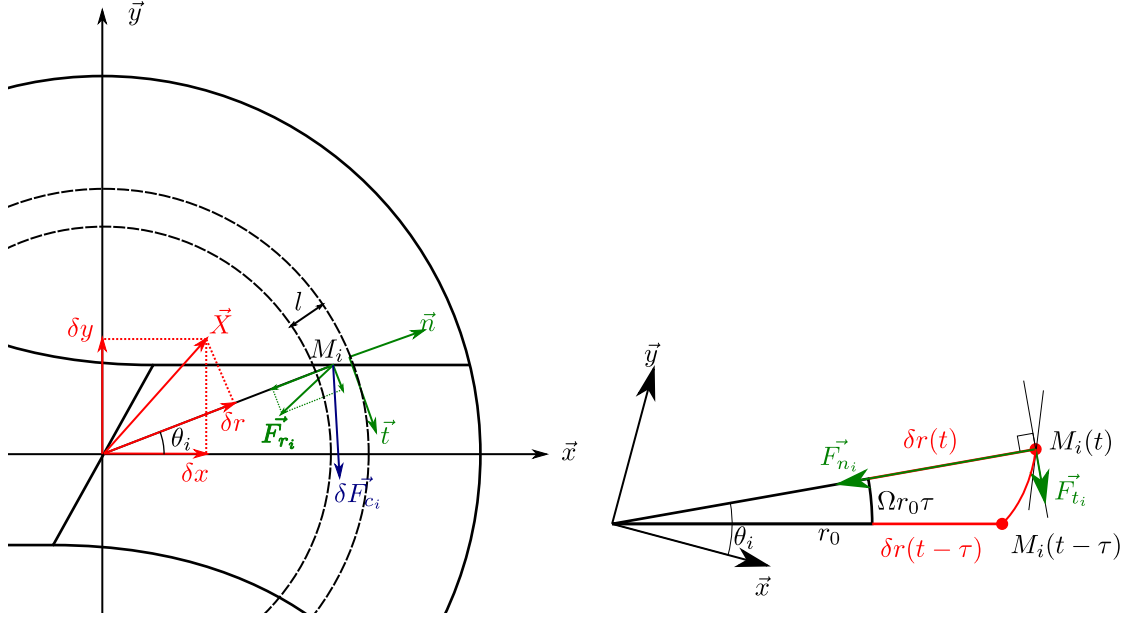


FIGURE 4.5 – Efforts appliqués sur les arêtes de l'outil, d'après Bayly [5].

normal d'amortissement du process est proportionnel au taux de variation de position radiale $\frac{dr}{ds}$ du point M_i considéré (fig. 4.5) :

$$F_{n_i} = \kappa_r \frac{dr}{ds} \quad (4.5)$$

Il estime le taux de variation $\frac{dr}{ds}$ par une approximation du premier ordre :

$$\frac{dr}{ds} \approx \frac{\delta r(t) - \delta r(t - \tau)}{\Omega r_{o_i} \tau} \quad (4.6)$$

La composante tangentielle est due au frottement, l'intensité est calculée proportionnellement à l'effort normal avec un coefficient de frottement μ .

$$F_{t_i} = \mu F_{n_i} \quad (4.7)$$

L'effort d'amortissement appliqué sur l'outil par l'ensemble des arêtes élémentaires s'écrit :

$$\vec{F}_{rp} = [K_r] (\vec{x}(t) - \vec{x}(t - \tau)) \quad (4.8)$$

On peut s'interroger sur l'interprétation physique à donner à cette représentation de l'effort d'amortissement proposé par Bayly [5]. Cet effort est présenté comme un effort de frottement, avec une composante normale et tangentielle. Or physiquement, la normale au contact est assez éloignée de la direction radiale utilisée ici. Elle est plutôt dans la direction de la normale à la face de dépouille de l'outil. La composante normale décrite par Bayly [5] n'est en fait qu'une fraction de la composante normale assimilable à une interaction entre la phase de dépouille et la matière glissant sous l'outil. Cette fraction correspond à la projection de l'effort normal à la face de dépouille dans la direction radiale de l'outil. Le caractère linéaire entre l'effort proposé et l'effort tangentiel reste correct, mais le choix de la valeur du coefficient μ et κ_r doit impérativement prendre en compte ce jeu de projections. La publication ne donne pas les détails concernant les valeurs de

μ et κ_r , Bayly [5] se contente de donner une représentation macroscopique de l'effort d'amortissement appliqué sur l'ensemble des arêtes de l'outil à travers les coefficients de la matrice $[K_r]$.

Afin de terminer la description des efforts utilisés, nous devons aborder ce qui se passe autour de l'arête centrale de l'outil. La grande majorité des modèles de vibration latérale des forets proposée dans la littérature ne traitent pas ces efforts. Ils choisissent de limiter l'étude au cas des perçages avec un pré-trou afin d'exclure de l'analyse ces phénomènes. Bayly [5] tente une approche, qui à l'image de la modélisation de l'effort d'amortissement du procédé qu'il propose, se veut très macroscopique. Le modèle proposé n'est pas lié à la géométrie particulière de l'outil dans cette région. Ainsi, l'auteur exprime l'effort \vec{F}_{rc} agissant sur l'arête centrale de l'outil de la façon suivante :

$$\vec{F}_{rc} = [K_{rc}] (\vec{x}(t) - w_1\vec{x}(t - \tau) - w_2\vec{x}(t - 2\tau) - \dots - w_n\vec{x}(t_N\tau)) \quad (4.9)$$

Avec :

$$[K_{rc}] = \frac{\kappa_r}{r_{oc}\Omega\tau} \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

les coefficients w_i sont des pondérations associées aux différents termes retards ayant une décroissance exponentielle (eq. 4.11), afin de rendre compte du fait que dans cette zone, l'outil est en contact pendant une durée prolongée avec la même matière du fond du perçage.

$$w_i = \exp(-3i/N) \quad (4.11)$$

Le choix de la pondération w_i , tout comme de l'intervalle τ , relève de l'arbitraire. Ce qu'il faut retenir de cette formulation, c'est qu'il est nécessaire de prendre en compte des phénomènes physiques qui vont bien au-delà des mécanismes de coupe pour être en mesure de simuler la formation des trous lobés. Pour être complet, nous devons noter que les modélisations présentées ici arrivent à modéliser la formation de trous lobés uniquement en supprimant les efforts d'inerties associées à la masse m du modèle de structure. Les auteurs doivent tous définir une situation d'équilibre quasi-statique pour s'approcher du comportement réel observé expérimentalement. Le fait d'être obligé de définir une situation quasi-statique pour obtenir des oscillations à basse fréquence est peut-être le révélateur des manques de représentativité des modèles d'efforts utilisés, en particulier autour de l'arête centrale de l'outil. Les efforts modélisés ne sont pas en mesure d'empêcher les vibrations dues aux phénomènes de broutements, qui sont la combinaison des efforts régénératifs de coupe et de la fréquence propre de la structure.

Nous pouvons apporter un début d'explication à cette incapacité des modèles proposés à reproduire les vibrations basses fréquences sans supprimer les efforts d'inerties. Si l'on fait une analogie avec une situation de coupe élémentaire avec un seul degré de liberté, alors on sait que les vibrations de broutements ne peuvent se produire qu'à des fréquences pour lesquelles la partie réelle de la fonction de transfert de la structure (identifiée via une analyse modale) est négative [51]. Cela se produit lorsque la fréquence de vibration est légèrement supérieure à une des fréquences propres du système. C'est pourquoi, en l'absence de phénomènes fortement amortissant, il est de facto impossible que les modèles proposés soit en mesure de représenter des oscillations à basse fréquence des outils. Il me paraît essentiel de proposer dans le travail qui va suivre de nouveaux éléments afin de mieux prendre en compte les phénomènes agissants autour de l'arête centrale de l'outil. L'enjeu, en particulier pour Tivoly, sera de proposer une modélisation des vibrations latérales des forets en perçage vibratoire prenant en compte explicitement la complexité de la géométrie de la pointe, et en particulier les phénomènes autour de l'arête centrale.

4.2 Analyse de la stabilité du procédé de perçage assisté par vibrations axiales à basse fréquence et grande amplitude dans le domaine fréquentiel

L'objet de ce chapitre est de mettre en relation dans un modèle mathématique l'ensemble des éléments entrant en interaction dans la situation de coupe illustrée figure 4.6. La situation étudiée correspond à un moment critique pour le déroulé de l'opération de perçage. L'instant considéré se situe juste avant l'engagement des listels dans la matière. L'opération de perçage étant fortement régénérative, il est important que la situation de coupe soit stable à cet instant afin d'assurer une bonne géométrie du perçage dans les instants qui suivront. Dans le cas contraire, une opération instable précédant l'entrée des listels entraînera des répercussions sur la géométrie du perçage pendant plusieurs millimètres après l'engagement de ceux-ci dans la matière.

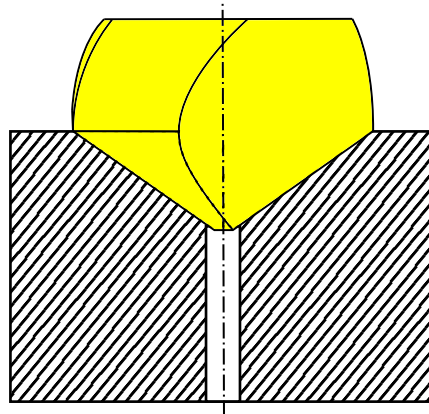


FIGURE 4.6 – Situation de coupe modélisée : les arêtes de coupe sont pleinement engagées dans la matière ; un pré-perçage exclut l'arête centrale de l'outil. L'action des listels n'est pas considérée.

En excluant la zone au plus proche du centre de l'outil ainsi que les listels, on limite les interactions à prendre en compte. Dès lors, on retrouve deux types d'efforts constitutifs du torseur des efforts appliqués au système outil + machine :

- Les efforts de coupe, dus à l'enlèvement de matière.
- Les efforts d'amortissement du process, dus à l'interférence de la face de dépouille avec l'écoulement de la matière sous l'outil.

Une première section s'attache à décrire et définir les outils nécessaires à la description du mouvement de l'outil, considéré comme la superposition d'un mouvement de corps rigide imposé à l'outil ainsi qu'un déplacement issue des déformations de la structure outil + machine. La seconde section introduit les éléments nécessaires à la description des efforts de coupes appliqués à l'outil, afin de calculer la variation d'efforts due à une variation de position par rapport au mouvement de corps rigide imposé. La troisième section revêt une importance particulière. Elle s'attache à mettre en équation les spécificités du procédé de perçage assisté par vibrations axiales forcées sur les équations régissant le problème de dynamique associé. C'est dans cette partie que le lecteur pourra visualiser en quoi le problème de dynamique appliqué aux déplacements latéraux de l'outil diffère en perçage vibratoire par rapport à une situation de perçage conventionnel. Les deux

sections suivantes établissent successivement les équations d'équilibre du système dans le domaine fréquentiel via l'application de la transformation de Fourier, puis une solution dite d'ordre zéro, permettant d'exprimer une approximation du problème dans le domaine fréquentiel sous la forme d'un problème aux valeurs propres. Dès lors, nous nous attachons à compléter le problème via l'adjonction des efforts d'amortissement du process dans les équations d'analyse de la stabilité. Finalement, un cas d'application est traité puis discuté.

4.2.1 Cinématique du procédé de perçage assisté par vibrations axiales

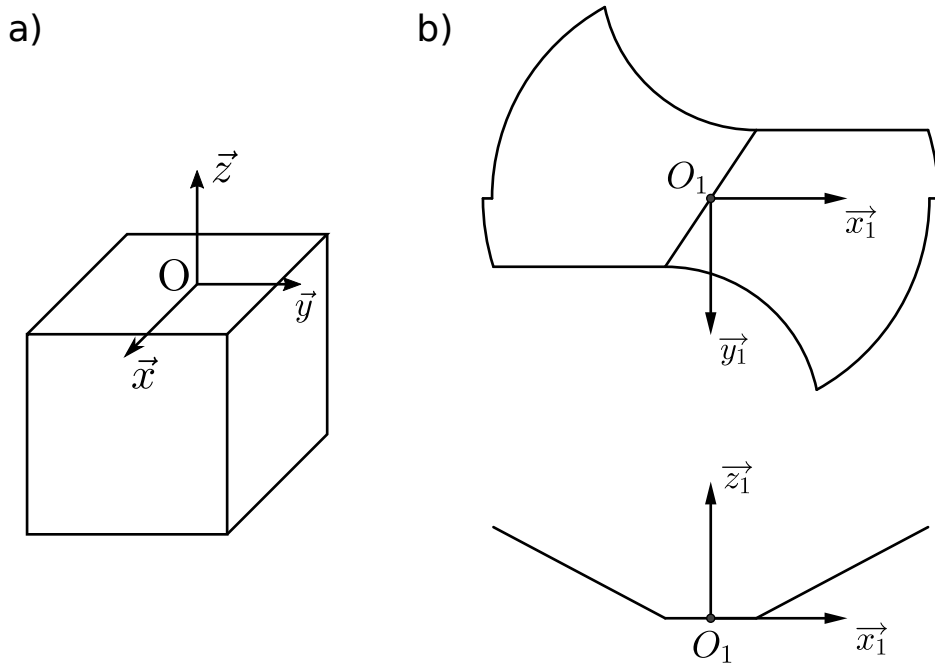


FIGURE 4.7 – Cinématique de l'opération de perçage vibratoire, définition des repères associés : a) Repère associé à la pièce b) Repère associé à l'outil

Le mouvement de corps rigide imposé à l'outil est défini dans le référentiel \mathcal{R} (eq.4.12), d'origine O et de base β , lié à la pièce considérée comme le solide \mathcal{S} (Fig.4.7 a)).

$$\mathcal{R} = (O; \beta) \quad \beta = (\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}) \quad (4.12)$$

La base orthonormée directe β est orientée telle que \vec{z} définit une normale sortante à la face d'attaque du perçage. Un second repère \mathcal{R}_1 (eq.4.13) est associé à l'outil considéré comme le solide \mathcal{S}_1 (Fig.4.7 b)). L'origine du repère est située au point O_1 , placé en bout de l'outil et coïncidant avec son axe de symétrie. La base orthonormée directe β_1 est orientée telle que \vec{z}_1 soit dans la direction de l'axe de l'outil. L'orientation des vecteurs \vec{x}_1 et \vec{y}_1 n'a pas d'importance particulière. Une convention implicite veut que l'on oriente \vec{x}_1 dans la direction des arêtes de coupe lorsqu'elles sont droites. Nous adopterons cette convention dans les représentations qui suivront.

$$\mathcal{R}_1 = (O_1; \beta_1) \quad \beta_1 = (\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1) \quad (4.13)$$

Le mouvement de l'outil est la conséquence de deux éléments :

- Le mouvement de corps rigide imposé à l'outil, soit la rotation de l'outil, le mouvement d'avance linéaire ainsi que les oscillations axiales.
- Les déplacements de la pointe de l'outil induits par la déformation de la structure (outil et machine).

Afin de différencier les deux phénomènes, le mouvement de corps rigide est imposé via un repère intermédiaire \mathcal{R}_{1r} (eq.4.14).

$$\mathcal{R}_{1r} = (O_{1r}; \beta_1) \quad (4.14)$$

La base du repère associée au mouvement de corps rigide est la même que celle liée à l'outil. Nous considérerons qu'il n'y a pas de modes de déformation en torsion, mais uniquement des déformations en translation. Ainsi, le mouvement en translation de l'outil s'écrit comme la somme du mouvement de corps rigide $\overrightarrow{OO_{1r}}$ et des déformations \vec{X} :

$$\overrightarrow{OO_1} = \overrightarrow{OO_{1r}} + \vec{X} \quad \vec{X} = \overrightarrow{O_{1r}O_1} \quad (4.15)$$

Le mouvement de corps rigide de l'outil par rapport à la pièce est défini par un mouvement de translation dans la direction (O, \vec{z}) (eq.4.17), et d'un mouvement de rotation autour de ce même axe (eq.4.16).

$$\vec{z} = \vec{z}_1 \quad \vec{\Omega}(\beta_1/\beta) = -\Omega.\vec{z} \quad (4.16)$$

Ω [rad/s] : Fréquence de rotation de l'outil

$\vec{\Omega}(\beta_1/\beta)$ [rad/s] : Taux de rotation de la base β_1 par rapport à β

$$\overrightarrow{OO_{1r}} = z(t).\vec{z} \quad z(t) = -\frac{\Omega}{2\pi}ft + \frac{A_{osc}}{2}.\sin(k_{osc}\Omega t) \quad (4.17)$$

f [mm/tr] : Avance par tour (fig. 4.8)

A_{osc} [mm] : Amplitude des oscillations (fig. 4.8)

k_{osc} : Ratio des fréquences d'oscillation et de rotation de l'outil

Le mouvement d'avance de l'outil est constitué de la somme d'un terme linéaire associé à l'avance par tour, et d'un terme sinusoïdal représentatif des oscillations axiales imposées (Figure 4.8).

On introduit ici le changement de variable suivant :

$$\Omega t = \varphi \quad (4.18)$$

Ainsi, l'équation 4.17 s'écrit dans le domaine angulaire :

$$\overrightarrow{OO_{1r}} = z(\varphi).\vec{z} \quad z(\varphi) = -\frac{\varphi}{2\pi}f + \frac{A_{osc}}{2}.\sin(k_{osc}\varphi) \quad (4.19)$$

On déduit de (eq.4.16) la matrice de passage de la base β_1 à β , notée $\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}$ (eq.4.20), en considérant que les directions \vec{x} et \vec{x}_1 ainsi que \vec{y} et \vec{y}_1 sont colinéaires à l'instant $t = 0$.

$$\mathcal{P}_\beta^{\beta_1} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi) & \sin(\varphi) & 0 \\ -\sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.20)$$

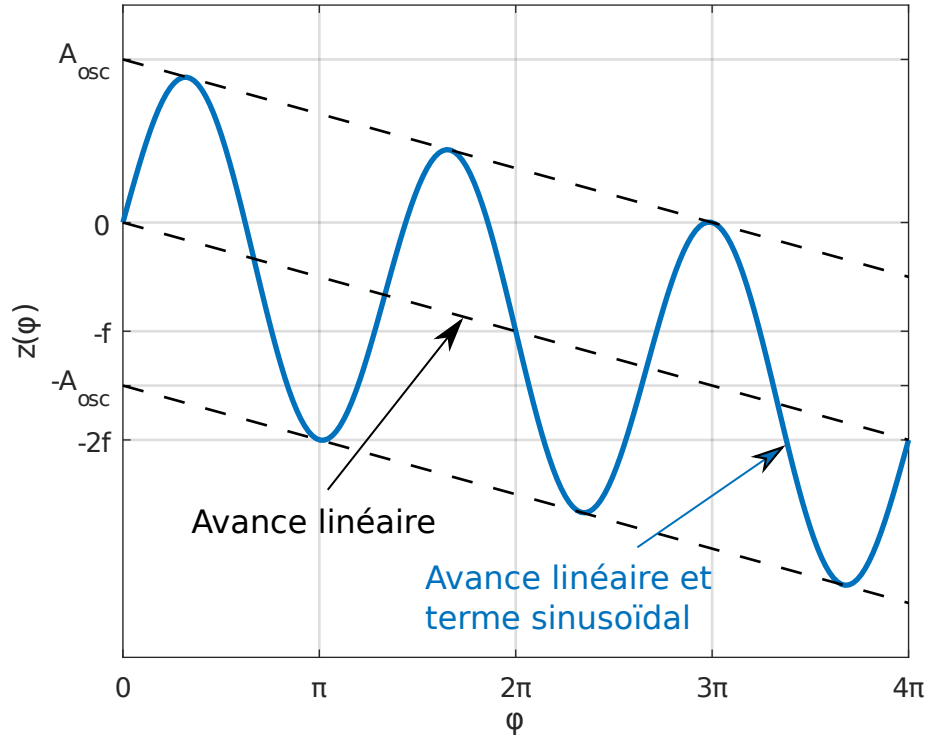


FIGURE 4.8 – Mouvement d’avance de l’outil

4.2.2 Effort de coupe dynamique

Dans cette section, nous reprenons le modèle de coupe et les coefficients déterminés dans le chapitre intitulé "identification des efforts de coupe en perçage". Comme nous l’avons vu, les efforts de coupe peuvent être décomposés en une part statique — associée à une densité linéique d’effort sur l’arête de coupe — et une part proportionnelle à l’épaisseur de copeau — associée principalement à l’effort de cisaillement de la matière dans la bande de cisaillement primaire. Cet effort de formation du copeau est transmis à l’outil via le contact du copeau sur la face de coupe.

Lors de l’analyse de la stabilité de l’opération de perçage, ce n’est pas tant l’effort total agissant sur l’outil qui nous intéresse, mais la variation d’effort pour une variation d’épaisseur de copeau coupée donnée. Ainsi, on exclut la part statique relative à l’effort d’arête de la modélisation de l’effort de coupe dynamique pour se concentrer sur la part proportionnelle à l’épaisseur de copeau coupée.

Pour rappel, nous exprimons la part d’effort proportionnelle à l’épaisseur de copeau coupée dans la base β_{UV} , comme la somme d’un effort normal à la face de coupe dans la direction \vec{V} et un effort tangentiel dans la direction d’écoulement du copeau \vec{U} . On oriente la base β_{UV} par rapport à la base β_{III} liée à la face de coupe de l’outil.

$$\mathcal{P}_{\beta_{III}}^{\beta_{UV}} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ \sin(\eta) & 0 \\ \cos(\eta) & 0 \end{pmatrix} \quad (4.21)$$

$$\mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_{III}} = [\overrightarrow{XIII}, \overrightarrow{YIII}, \overrightarrow{ZIII}] \quad (4.22)$$

L’épaisseur de copeau dynamique hd (eq.4.23) correspond à la variation d’épaisseur de

copeau coupée non déformée pour une variation de position par rapport au mouvement de corps rigide $\overrightarrow{\Delta X}$.

$$hd = -\overrightarrow{\Delta X} \cdot \overrightarrow{R} \quad (4.23)$$

L'effort de coupe dynamique sur une arête élémentaire, correspondant à la variation d'effort de cisaillement du copeau appliquée sur l'arête élémentaire, s'exprime dans la base locale β_{UV} pour une épaisseur de copeau dynamique hd :

$$\left(\overrightarrow{DF_c}\right)_{\beta_{UV}} = b \cdot hd \cdot \begin{pmatrix} K_{uc} \\ K_{vc} \end{pmatrix} \quad (4.24)$$

En utilisant les matrices de changement de base $\mathcal{P}_{\beta_{III}}^{\beta_{UV}}$ (eq.4.21) suivie de $\mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_{III}}$ (eq.4.22) puis $\mathcal{P}_{\beta}^{\beta_1}$ (eq.4.20), on obtient l'expression de l'effort de coupe dynamique appliqué sur une arête élémentaire dans la base β liée au référentiel de l'étude \mathcal{R} :

$$\left(\overrightarrow{DF_c}\right)_{\beta} = b \cdot \mathcal{P}_{\beta}^{\beta_1} \left(\mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_{III}} \mathcal{P}_{\beta_{III}}^{\beta_{UV}} \begin{pmatrix} K_{uc} \\ K_{vc} \end{pmatrix} \right) \cdot hd \quad (4.25)$$

Dans l'expression (4.25), nous avons isolé les termes associés à des bases liées à l'orientation de l'arête élémentaire à l'intérieure de la première parenthèse. Ainsi, ces termes définissent les coefficients de coupe de l'arête élémentaire dans la base β_1 (eq.4.26). Le vecteur $\overrightarrow{K_{c\beta_1}}$ indique la variation de densité linéique d'effort sur l'arête élémentaire dans les trois directions \vec{x}_1 , \vec{y}_1 et \vec{z}_1 pour une épaisseur de copeau dynamique hd unitaire.

$$\overrightarrow{K_{c\beta_1}} = \left(\mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_{III}} \mathcal{P}_{\beta_{III}}^{\beta_{UV}} \begin{pmatrix} K_{uc} \\ K_{vc} \end{pmatrix} \right) \quad (4.26)$$

Désormais, nous pouvons réécrire l'expression de l'effort de coupe dynamique (eq.4.25) en explicitant le produit scalaire de l'épaisseur de copeau dynamique hd (eq.4.23) sous la forme d'un produit matriciel :

$$\left(\overrightarrow{DF_c}\right)_{\beta} = -b \cdot \mathcal{P}_{\beta}^{\beta_1} \overrightarrow{K_{c\beta_1}} \cdot \left(\mathcal{P}_{\beta}^{\beta_1} \cdot \overrightarrow{R}\right)^T \cdot \overrightarrow{\Delta X} \quad (4.27)$$

Dans (4.27), les termes compris entre $-b$ et $\overrightarrow{\Delta X}$ définissent le produit matriciel d'un vecteur colonne et d'un vecteur ligne, ce qui conduit à la matrice des coefficients de coupe orientés :

$$[A(\varphi)] = \mathcal{P}_{\beta}^{\beta_1} \overrightarrow{K_{c\beta_1}} \cdot \left(\mathcal{P}_{\beta}^{\beta_1} \cdot \overrightarrow{R}\right)^T \quad (4.28)$$

Finalement, l'effort de coupe dynamique sur une arête élémentaire indiquée e dans la base β s'écrit :

$$\left([\overrightarrow{DF_c}]_e\right)_{\beta} = -b_e \cdot [A_e(\varphi)] \cdot \overrightarrow{\Delta X} \quad (4.29)$$

L'effort de coupe dynamique total appliqué sur l'outil $\overrightarrow{F_c}$ est la somme des efforts appliqués sur chaque arête élémentaire :

$$[A(\varphi)] = \left(\sum_{e=1}^n b_e [A_e(\varphi)] \right) \quad \overrightarrow{F_c} = -[A(\varphi)] \cdot \overrightarrow{\Delta X} \quad (4.30)$$

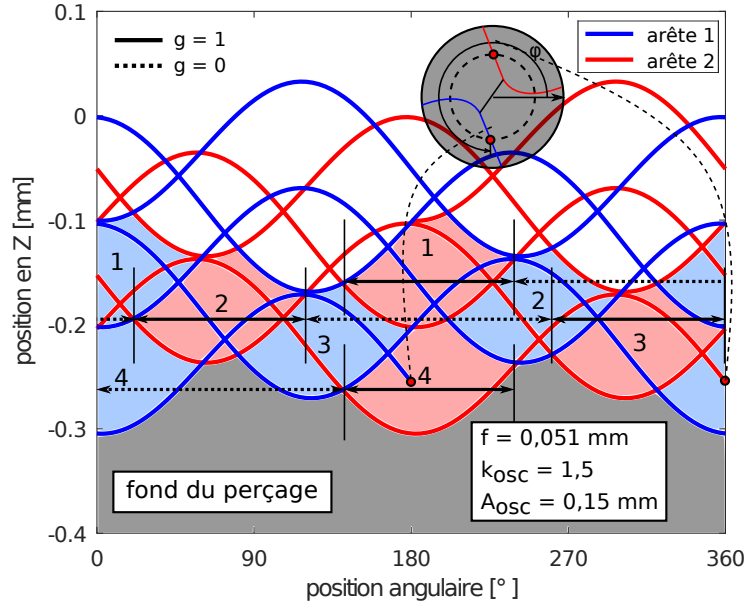


FIGURE 4.9 – Représentation de la fonction indicatrice g dans le domaine angulaire. $g = 1$ l’outil coupe, $g = 0$ l’outil ne coupe pas. En traits pleins bleus et rouges les trajectoires d’un point appartenant respectivement à la première arête et sur la seconde arête. En bleu claire, les copeaux générés par la première arête. En rouge claire les copeaux générés par la seconde arête.

4.2.3 Expression du terme variation de position

Contrairement à une opération de perçage conventionnel, le perçage assisté par vibrations axiales est un procédé de coupe discontinu. L’expression de l’effort de coupe dynamique (eq.4.30) n’a de sens que lorsque l’outil est engagé dans la matière. On introduit la discontinuité de la coupe via l’utilisation de fonctions indicatrices valant 1 lorsque l’outil coupe et 0 sinon. La figure 4.9 représente cette fonction indicatrice dans le domaine angulaire pour l’arête numérotée 2 de l’outil.

La périodicité de la fonction indicatrice est égale à la périodicité du terme sinusoïdal dans l’équation 4.19. Ainsi, pour une valeur de $k_{osc} = \frac{3}{2}$, la période de la fonction indicatrice $g(\varphi)$ est de $\frac{4\pi}{3}$.

Dans les configurations d’usinage conventionnel, tel qu’en fraisage, tournage ou même perçage conventionnel, le terme variation de position s’exprime $\overrightarrow{\Delta X} = \overrightarrow{X}(t) - \overrightarrow{X}(t - T)$, avec T la période de passage de dents de l’outil, soit en perçage avec un foret à deux arêtes une période angulaire correspondante de π (voir annexe B). Dans le cas du perçage vibratoire, il est nécessaire de prendre en compte plusieurs termes de variation de positions dans l’expression de l’effort dynamique. La figure 4.10 illustre la situation. On observe à l’intérieur du cercle rouge les 3 phases successives de la formation d’un copeau, numérotées de 1 à 3 dans les zones hachurées.

Lors de la première phase, comprise entre les angles φ_{st}^1 et φ_{st}^4 , l’épaisseur de copeau coupée est déterminée par la différence de hauteur entre le passage de l’outil à l’instant t dans le domaine temporel ou φ dans le domaine angulaire, et l’instant $t - T$ ou $\varphi - \pi$. Cela correspond à la configuration communément rencontrée dans la majorité des situations d’usinage. Lors de cette phase, l’expression du terme variation de position est donc celle vue précédemment : $\overrightarrow{\Delta X} = \overrightarrow{X}(t) - \overrightarrow{X}(t - T)$.

Dans la seconde phase, comprise entre φ_{st}^4 et φ_{st}^3 , l’épaisseur de copeau coupée est

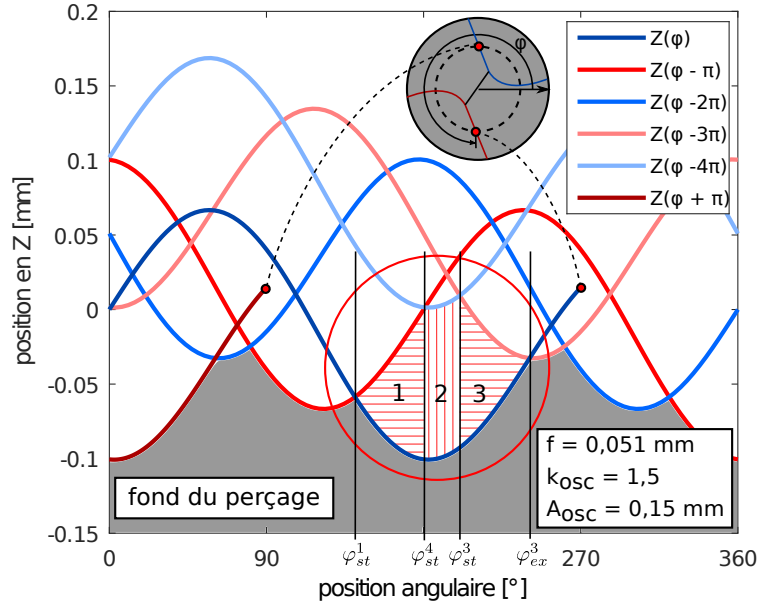


FIGURE 4.10 – Géométrie du fond d'un perçage ; vue d'une section circulaire développée avec la représentation des passages successifs des arêtes de coupe de l'outil.

déterminée par la différence entre le passage de l'outil à l'instant t et $t - 4T$ ou φ et $\varphi - 4\pi$. Dans cette phase, l'expression du terme variation de position devient $\overrightarrow{\Delta X} = \overrightarrow{X}(t) - \overrightarrow{X}(t - 4T)$.

Par le même raisonnement, l'expression du terme variation de position lors de la troisième phase est $\overrightarrow{\Delta X} = \overrightarrow{X}(t) - \overrightarrow{X}(t - 3T)$.

Le lecteur notera qu'ici, la largeur de chaque phase, voire la présence ou non de la phase 2, dépendent des conditions opératoires appliquées à l'outil, et en particulier de la valeur du ratio des fréquences d'oscillation et de rotation de l'outil k_{osc} , ainsi que du rapport entre l'amplitude des oscillations A_{osc} et de l'avance par tour f .

Finalement, nous réécrivons le terme variation de position $\overrightarrow{\Delta X}$ comme la somme de trois termes (4.31). Chacun de ces termes est le produit d'une fonction indicatrice g_i et du terme variation de position associé $\overrightarrow{\Delta X}_i$ (eq.4.32), en fonction du terme retard concerné lors de chacune des phases $\overrightarrow{X}(t - iT)$. L'indice i correspond au multiple de la fréquence de passage des dents concernées dans chaque phase pour le terme retard.

$$\overrightarrow{\Delta X} = g_1 \cdot \overrightarrow{\Delta X}_1 + g_3 \cdot \overrightarrow{\Delta X}_3 + g_4 \cdot \overrightarrow{\Delta X}_4 \quad (4.31)$$

$$\overrightarrow{\Delta X}_1 = \overrightarrow{X}(t) - \overrightarrow{X}(t - T) \quad (4.32)$$

$$\overrightarrow{\Delta X}_3 = \overrightarrow{X}(t) - \overrightarrow{X}(t - 3T) \quad (4.33)$$

$$\overrightarrow{\Delta X}_4 = \overrightarrow{X}(t) - \overrightarrow{X}(t - 4T) \quad (4.34)$$

La somme des fonctions g_1 , g_3 et g_4 forme la fonction indicatrice g illustrée sur la figure 4.9.

$$g_1(\varphi) = \left\{ \begin{array}{ll} 1 & \text{si } \varphi_{st}^1 \leq \varphi < \varphi_{ex}^1 \\ 0 & \text{sinon} \end{array} \right\} \quad (4.35)$$

$$g_4(\varphi) = \left\{ \begin{array}{l} 1 \text{ si } \varphi_{st}^4 \leq \varphi \leq \varphi_{ex}^4 \\ 0 \text{ sinon} \end{array} \right\} \quad (4.36)$$

$$g_3(\varphi) = \left\{ \begin{array}{l} 1 \text{ si } \varphi_{st}^3 < \varphi \leq \varphi_{ex}^3 \\ 0 \text{ sinon} \end{array} \right\} \quad (4.37)$$

Les relations (4.35), (4.37) et (4.36) s'entendent modulo $\frac{4\pi}{3}$. Elles ont la même périodicité que la fonction indicatrice générale g .

On note les relations suivantes assurant la continuité du copeau entre φ_{st}^1 et φ_{ex}^3 : ($\varphi_{ex}^1 = \varphi_{st}^4$) et ($\varphi_{ex}^4 = \varphi_{st}^3$).

Les angles caractéristiques de chaque fonction indicatrice sont déterminés en résolvant les équations suivantes, représentatives des intersections des courbes de la figure 4.10 :

$$z(\varphi_{st}^1) - z(\varphi_{st}^1 - \pi) = 0 \quad (4.38)$$

$$z(\varphi_{st}^4 - \pi) - z(\varphi_{st}^4 - 4\pi) = 0 \quad (4.39)$$

$$z(\varphi_{st}^3 - 4\pi) - z(\varphi_{st}^3 - 3\pi) = 0 \quad (4.40)$$

$$z(\varphi_{ex}^3) - z(\varphi_{ex}^3 - 3\pi) = 0 \quad (4.41)$$

Désormais, nous sommes en mesure de prendre en compte la cinématique spécifique à l'opération de perçage assistée par vibrations axiales par l'intermédiaire des différentes fonctions indicatrices et des termes retards associés.

En combinant l'expression de l'effort dynamique (eq.4.30) avec l'expression du terme variation de position (eq.4.31), on obtient :

$$\vec{F}_c = -[\mathcal{A}_1(\varphi)] \cdot \overrightarrow{\Delta X}_1 - [\mathcal{A}_3(\varphi)] \cdot \overrightarrow{\Delta X}_3 - [\mathcal{A}_4(\varphi)] \cdot \overrightarrow{\Delta X}_4 \quad (4.42)$$

Avec :

$$[\mathcal{A}_i(\varphi)] = [\mathcal{A}(\varphi)] g_i \quad i = \{1; 3; 4\} \quad (4.43)$$

4.2.4 Expression dans le domaine fréquentiel

On applique la transformation de Fourier à l'expression de l'effort dynamique (eq.4.42) :

$$\begin{aligned} \mathcal{F}(\vec{F}_c) &= \vec{F}_c(\omega) \\ &= -[\mathcal{A}_1(\omega)] * \overrightarrow{\Delta X}_1(\omega) - [\mathcal{A}_3(\omega)] * \overrightarrow{\Delta X}_3(\omega) - [\mathcal{A}_4(\omega)] * \overrightarrow{\Delta X}_4(\omega) \end{aligned} \quad (4.44)$$

Avec :

$$\begin{aligned} [\mathcal{A}_i(\omega)] &= \mathcal{F}([\mathcal{A}_i(t)]) \\ \overrightarrow{\Delta X}_i(\omega) &= \mathcal{F}(\overrightarrow{\Delta X}_i(t)) \end{aligned}$$

La figure 4.9 fait apparaître la périodicité des matrices d'orientation $[\mathcal{A}_i(\varphi)]$. Si l'on prend le début du copeau numéroté 1 comme référence, dans le repère \mathcal{R} , le procédé de coupe revient à son état initial lors du début du quatrième copeau. Cela correspond à une rotation de 4π de l'outil, qui est la périodicité du procédé dans le repère \mathcal{R} . Dans le domaine temporel, cela correspond à une périodicité de $4T$. Par conséquent, la transformée de Fourier des matrices d'orientation correspond à leurs décompositions en séries de Fourier :

$$[\mathcal{A}_i(\omega)] = \sum_{r=-\infty}^{+\infty} [\mathcal{A}_r^i] \delta(\omega - r\omega_T) \quad \omega_T = \frac{\Omega}{2} \quad (4.45)$$

δ : distribution de Dirac

ω_T [rad/s] : fréquence de passage des arêtes.

Les coefficients de la série de Fourier sont donnés dans le domaine temporel par :

$$[\mathcal{A}_r^i] = \frac{1}{4T} \int_0^{4T} [\mathcal{A}_i(t)] e^{-jr\omega_T t} dt \quad (4.46)$$

Ou, dans le domaine angulaire :

$$[\mathcal{A}_r^i] = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} [\mathcal{A}_i(\varphi)] e^{-jr\frac{\varphi}{2}} d\varphi \quad (4.47)$$

Dans le cas d'un perçage réalisé avec un rapport $k_{osc} = \frac{3}{2}$, les fonctions indicatrices permettent d'écrire :

$$\begin{aligned} [\mathcal{A}_r^i] = & \frac{1}{4\pi} \int_{\varphi_{st}^i}^{\varphi_{ex}^i} [\mathcal{A}_i(\varphi)] e^{-jr\frac{\varphi}{2}} d\varphi \\ & + \frac{1}{4\pi} \int_{\frac{4\pi}{3} + \varphi_{st}^i}^{\frac{4\pi}{3} + \varphi_{ex}^i} [\mathcal{A}_i(\varphi)] e^{-jr\frac{\varphi}{2}} d\varphi \\ & + \frac{1}{4\pi} \int_{\frac{8\pi}{3} + \varphi_{st}^i}^{\frac{8\pi}{3} + \varphi_{ex}^i} [\mathcal{A}_i(\varphi)] e^{-jr\frac{\varphi}{2}} d\varphi \end{aligned} \quad (4.48)$$

Nous avons explicité le calcul des matrices d'orientation dans le domaine fréquentiel. Il reste à traiter les termes $\overrightarrow{\Delta X}_i(\omega)$ dans l'équation 4.44. Pour ce faire, nous appliquons le théorème du retard à l'expression du terme variation de position :

$$\overrightarrow{\Delta X}_i(\omega) = \mathcal{F} \left(\overrightarrow{X}(t) - \overrightarrow{X}(t - iT) \right) \quad (4.49)$$

$$= \overrightarrow{X}(\omega) - \overrightarrow{X}(\omega) e^{-j\omega iT} \quad (4.50)$$

En combinant l'expression de l'effort dynamique (eq.4.44) avec l'expression des termes retards dans le domaine fréquentiel (eq.4.49), on obtient la relation suivante :

$$\begin{aligned} \overrightarrow{F}_c(\omega) = & (-[\mathcal{A}_1(\omega)] (1 - e^{-j\omega T}) \\ & - [\mathcal{A}_3(\omega)] (1 - e^{-j\omega 3T}) \\ & - [\mathcal{A}_4(\omega)] (1 - e^{-j\omega 4T})) * \overrightarrow{X}(\omega) \end{aligned} \quad (4.51)$$

L'équation 4.51 relie la variation d'effort de coupe appliqué à l'outil $\overrightarrow{F}_c(\omega)$ au déplacement de celui-ci $\overrightarrow{X}(\omega)$ via les coefficients de coupe de l'outil $[\mathcal{A}_i(\omega)]$. Cependant, il existe une seconde relation liant les efforts appliqués sur l'outil et les déplacements, via la fonction de transfert du système $[\Phi(\omega)]$ (eq.4.52). Cette fonction de transfert tient compte des caractéristiques mécaniques de la structure constituant le système usinant, tel que ces modes propres, les inerties, raideurs et amortissements associés.

$$\vec{X}(\omega) = [\Phi(\omega)] \vec{F}_c(\omega) \quad (4.52)$$

Finalemment, en remplaçant le terme $\vec{X}(\omega)$ dans (eq.4.51) par l'expression donnée dans (eq.4.52), on obtient :

$$\begin{aligned} \vec{F}_c(\omega) = & (- [\mathcal{A}_1(\omega)] (1 - e^{-j\omega T}) \\ & - [\mathcal{A}_3(\omega)] (1 - e^{-j\omega 3T}) \\ & - [\mathcal{A}_4(\omega)] (1 - e^{-j\omega 4T})) * [\Phi(\omega)] \vec{F}_c(\omega) \end{aligned} \quad (4.53)$$

4.2.5 Solution d'ordre zéro

L'approximation la plus simple de la solution consiste à se limiter au terme $r = 0$ pour la décomposition en série de Fourier des matrices $[\mathcal{A}_i(\omega)]$, correspondant à la valeur moyenne des matrices d'orientation. Cette solution, établie à l'origine dans le cas du fraisage en 1995 par Altintas et Budak [68], est nommée solution d'ordre zéro. Elle conduit à l'expression du problème au valeur propre suivant :

$$\begin{aligned} \vec{F}_c(\omega) = & (- [\mathcal{A}_0^1] (1 - e^{-j\omega T}) \\ & - [\mathcal{A}_0^3] (1 - e^{-j\omega 3T}) \\ & - [\mathcal{A}_0^4] (1 - e^{-j\omega 4T})) [\Phi(\omega)] \vec{F}_c(\omega) \end{aligned} \quad (4.54)$$

l'équation caractéristique associée est :

$$\begin{aligned} \Delta(\omega) = \det(\vec{I} + & ([\mathcal{A}_0^1] (1 - e^{-j\omega T}) \\ & + [\mathcal{A}_0^3] (1 - e^{-j\omega 3T}) \\ & + [\mathcal{A}_0^4] (1 - e^{-j\omega 4T})) [\Phi(\omega)]) \end{aligned} \quad (4.55)$$

4.2.6 Efforts d'amortissement du procédé

On adopte ici l'expression de l'effort d'amortissement du procédé agissant sur une arête élémentaire proposée par Kilic [65] et utilisée dans la modélisation du perçage par Ahmadi [54], comme décrit dans l'état de l'art au début de ce chapitre :

$$\overline{DF}_d = b \cdot c_i \cdot \vec{P} \left(-\vec{R} \cdot \vec{X} \right) \quad (4.56)$$

En appliquant un raisonnement similaire à celui employé pour l'effort de coupe, on écrit l'effort d'amortissement dans la base β liée à la pièce :

$$\left(\overline{DF}_d \right)_\beta = b \cdot \mathcal{P}_\beta^{\beta_1} \left(\mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_{RTA}} \cdot c_i \cdot \vec{P} \right) \cdot \left(-\vec{R} \cdot \vec{X} \right) \quad (4.57)$$

Par similitude avec l'effort de coupe, on définit le vecteur des coefficients d'amortissement de process dans la base liée à l'outil β_1 :

$$\overline{Kd}_{\beta_1} = \left(\mathcal{P}_{\beta_1}^{\beta_{RTA}} \cdot c_i \cdot \vec{P} \right) \quad (4.58)$$

En réécrivant le produit scalaire $(-\vec{R} \cdot \vec{X})$ sous la forme d'un produit matriciel, puis en remplaçant dans l'expression 4.57, on obtient :

$$\left(\overrightarrow{DF_d}\right)_\beta = -b \cdot \mathcal{P}_\beta^{\beta_1} \overrightarrow{Kd_{\beta_1}} \cdot \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1} \vec{R}\right)^T \cdot \vec{X} \quad (4.59)$$

On définit la matrice d'orientation des coefficients d'amortissement du process :

$$[Ad(\varphi)] = \cdot \mathcal{P}_\beta^{\beta_1} \overrightarrow{Kd_{\beta_1}} \cdot \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1} \vec{R}\right)^T \quad (4.60)$$

Enfin, l'effort d'amortissement du process sur une arête élémentaire indicée e s'exprime dans la base β :

$$\left(\left[\overrightarrow{DF_d}\right]_e\right)_\beta = -b_e [Ad_e(\varphi)] \cdot \vec{X} \quad (4.61)$$

A l'image de l'expression de l'effort de coupe, l'équation 4.61 n'est valable que lorsque l'outil est dans la matière. Ainsi, il convient de la multiplier par la fonction indicatrice g , valant 1 lorsque l'outil est dans la matière et zéro sinon.

$$\left(\left[\overrightarrow{DF_d}\right]_e\right)_\beta = -b_e \cdot g(\varphi) [Ad_e(\varphi)] \cdot \vec{X} \quad (4.62)$$

L'effort d'amortissement du process total \overrightarrow{Fd} est la somme des efforts d'amortissement agissant sur chaque arête élémentaire :

$$[Ad(\varphi)] = \sum_{e=1}^n b_e \cdot g(\varphi) [Ad_e(\varphi)] \quad \overrightarrow{Fd} = -[Ad(\varphi)] \cdot \vec{X} \quad (4.63)$$

On applique la transformée de Fourier à l'expression de l'effort d'amortissement du process :

$$\mathcal{F}\left(\overrightarrow{Fd}\right) = \overrightarrow{Fd}(\omega) = -j\omega [Ad(\omega)] * \vec{X}(\omega) \quad (4.64)$$

La transformée de Fourier de la matrice $[Ad(\omega)]$ s'écrit :

$$[Ad(\omega)] = \sum_{r=-\infty}^{r=+\infty} [Ad_r] \delta(\omega - r\omega_T) e^{jr\omega_T t} \quad (4.65)$$

Avec :

$$[Ad_r] = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} [Ad(\varphi)] e^{-jr\frac{\varphi}{2}} d\varphi \quad (4.66)$$

Soit en prenant en compte la fonction indicatrice g :

$$[Ad_r] = \frac{1}{4\pi} \left(\sum_{i=1}^3 \int_{\varphi_{st}^1 + (i-1)\frac{4\pi}{3}}^{\varphi_{ex}^3 + (i-1)\frac{4\pi}{3}} [Ad(\varphi)] e^{-jr\frac{\varphi}{2}} d\varphi \right) \quad (4.67)$$

Enfin, on écrit la somme de l'effort de coupe dynamique (eq.4.30) et de l'effort d'amortissement du procédé (eq.4.67), en tenant compte de la relation donnée par la fonction de transfert du système :

$$\vec{X}(\omega) = [\Phi(\omega)] \left(\overrightarrow{F_c}(\omega) + \overrightarrow{Fd}(\omega) \right) :$$

$$\begin{aligned}
(\vec{F}_c(\omega) + \vec{F}_d(\omega)) &= (-[\mathcal{A}_1(\omega)] (1 - e^{-j\omega T}) \\
&\quad - [\mathcal{A}_3(\omega)] (1 - e^{-j\omega 3T}) \\
&\quad - [\mathcal{A}_4(\omega)] (1 - e^{-j\omega 4T}) \\
&\quad - j\omega [\mathcal{A}d(\omega)] * [\Phi(\omega)] (\vec{F}_c(\omega) + \vec{F}_d(\omega)) \quad (4.68)
\end{aligned}$$

On applique l'approximation de la solution d'ordre zéro à l'expression précédente :

$$\begin{aligned}
(\vec{F}_c(\omega) + \vec{F}_d(\omega)) &= (-[\mathcal{A}_0^1] (1 - e^{-j\omega T}) \\
&\quad - [\mathcal{A}_0^3] (1 - e^{-j\omega 3T}) \\
&\quad - [\mathcal{A}_0^4] (1 - e^{-j\omega 4T}) \\
&\quad - j\omega [\mathcal{A}d_0] [\Phi(\omega)] (\vec{F}_c(\omega) + \vec{F}_d(\omega)) \quad (4.69)
\end{aligned}$$

L'équation caractéristique associée est :

$$\begin{aligned}
\Delta(\omega) = \det(\bar{I} + ([\mathcal{A}_0^1] (1 - e^{-j\omega T}) \\
+ [\mathcal{A}_0^3] (1 - e^{-j\omega 3T}) \\
+ [\mathcal{A}_0^4] (1 - e^{-j\omega 4T}) \\
+ j\omega [\mathcal{A}d_0] [\Phi(\omega)]) \quad (4.70)
\end{aligned}$$

On utilise le critère de Nyquist pour étudier la stabilité du système.

4.2.7 Cas d'application

Le cas étudié est celui pour lequel a été déterminé la répartition des efforts de coupe le long des arêtes dans le chapitre 3. On rappelle dans le tableau 4.1 les caractéristiques essentielles du problème.

TABLE 4.1 – Cas étudié : paramètres généraux

| | |
|---|---------------|
| Diamètre de l'outil D [mm] | 7,80 |
| Longueur de l'outil L_{outil} [mm] | 90 |
| Diamètre de pré-perçage $\emptyset_{pre-trou}$ [mm] | 1,00 |
| Matériau percé | Ti6Al4V |
| Machine | CN Huron KX10 |
| Vitesse de rotation N [tr/min] | 900 |
| Avance f [mm/tr] | 0,051 |
| Amplitude d'oscillation A_{osc} [mm] | 0,15 |
| Ratio des fréquences k_{osc} | 1,5 |

Les angles caractéristiques sont ceux représentés sur la figure 4.10. Les valeurs sont indiquées dans le tableau 4.2.

A partir des coefficients de coupe déterminés dans le chapitre correspondant ainsi que les angles caractéristiques associés à la situation de coupe étudiée, on obtient les matrices

TABLE 4.2 – Angles caractéristiques

| | |
|----------------------|-----|
| φ_{st}^1 [°] | 141 |
| φ_{st}^4 [°] | 181 |
| φ_{st}^3 [°] | 201 |
| φ_{ex}^3 [°] | 241 |

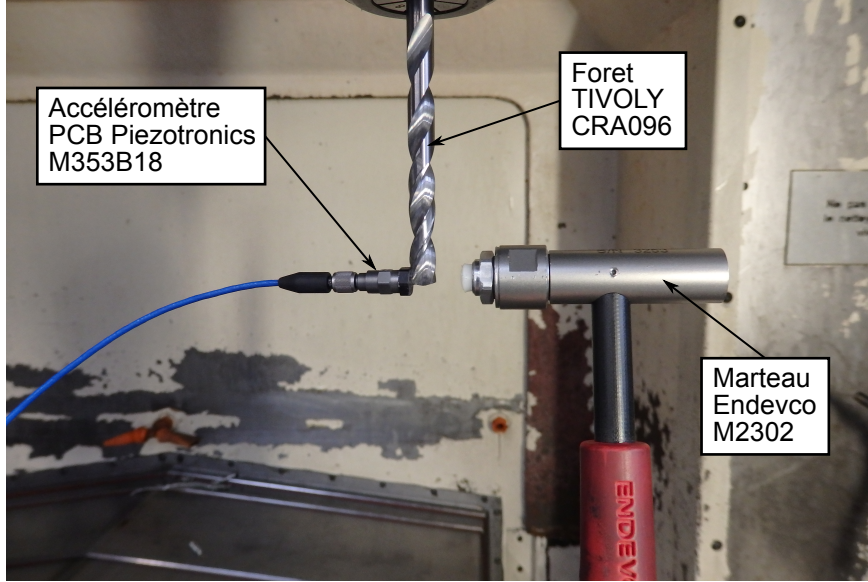


FIGURE 4.11 – Essai d'impact pour l'identification des caractéristiques dynamiques de la structure. Vue de l'accéléromètre collé à un listel de l'outil et sur le marteau instrumenté.

moennes suivantes à l'aide de la relation 4.48 :

$$[\mathcal{A}_0^1] = [\mathcal{A}_0^3] = \begin{pmatrix} 15,2 & 1,4 \\ -1,4 & 15,2 \end{pmatrix} [N/mm] \quad (4.71)$$

$$[\mathcal{A}_0^4] = \begin{pmatrix} 7,6 & 0,8 \\ -0,8 & 7,6 \end{pmatrix} [N/mm] \quad (4.72)$$

On utilise le paramètre d'amortissement du process $K_{sp} = 44982$ MPa identifié par Ahmadi [4] avec un rayon d'acuité d'arête de $10 \mu\text{m}$.

Une analyse modale de la structure a permis d'identifier la fonction de transfert $[\Phi(\omega)]$ du système dans la direction \vec{x} . Pour des raisons de difficultés d'identification, on supposera que la fonction de transfert dans la direction \vec{y} est identique à celle obtenue dans la direction \vec{x} . Les essais d'impact font état d'un mode largement dominant. On modélise la structure par le système discret équivalent à deux degrés de liberté : un dans chaque direction transversale (Fig. 4.12). Les caractéristiques dynamiques identifiées sont répertoriées dans le tableau 4.3. Les composantes de la matrice $[\Phi(\omega)]$ s'écrivent :

$$\Phi_{xx} = \Phi_{yy} = \frac{\omega_n^2}{k(\omega_n^2 - \omega^2 + j2\zeta\omega_n)} \quad \Phi_{xy} = \Phi_{yx} = 0 \quad (4.73)$$

La figure 4.13 représente les composantes de la matrice $[\Phi(\omega)]$ avec $\Phi_{il} = G_{il} + jH_{il}$.

Désormais, nous avons tous les éléments pour calculer l'équation caractéristique du système sans amortissement du process (eq.4.55). Nous allons utiliser le critère de Nyquist

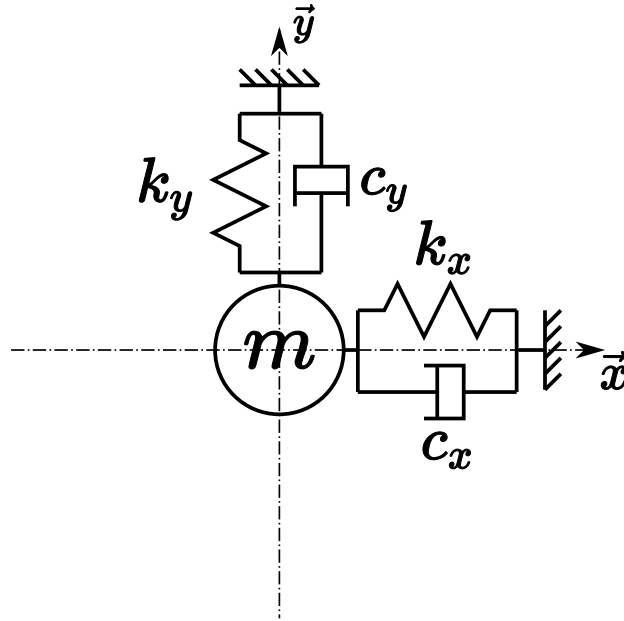


FIGURE 4.12 – Représentation du système discret équivalent à la structure du système outil + machine.

TABLE 4.3 – Paramètres dynamiques de la structure identifiée

| | | |
|-----------------------------|-----------------|-------|
| Fréquence propre | ω_n [Hz] | 612 |
| Coefficient d'amortissement | ζ | 0,02 |
| Raideur | k [N/mm] | 519 |
| Masse modale | m [kg] | 0,035 |

afin de juger de la stabilité du système. L'équation caractéristique étant établie dans le cas du système en boucle fermée, on juge de la stabilité du système en regardant comment le diagramme enroule le point $0 + j0$ et non le point $-1 + j0$ comme traditionnellement utilisé.

La figure 4.14 a) représente le diagramme de Nyquist correspondant à l'équation caractéristique établie sans le terme relatif à l'amortissement du process. Le diagramme est établi pour ω variant entre 0 et 2000 Hz. Il n'est pas nécessaire de tester des fréquences supérieures, la fonction de transfert du système jouant le rôle de filtre passe-bas. On observe sur ce diagramme que le point $0 + j0$ est enroulé à gauche par le tracé de l'équation caractéristique. Cela indique qu'en l'absence d'efforts d'amortissement du process, l'opération est instable. En effet, si l'on observe le diagramme 4.14 b) correspondant au même système étudié mais en incluant les efforts d'amortissement du process (eq.4.70), alors le système est stabilisé.

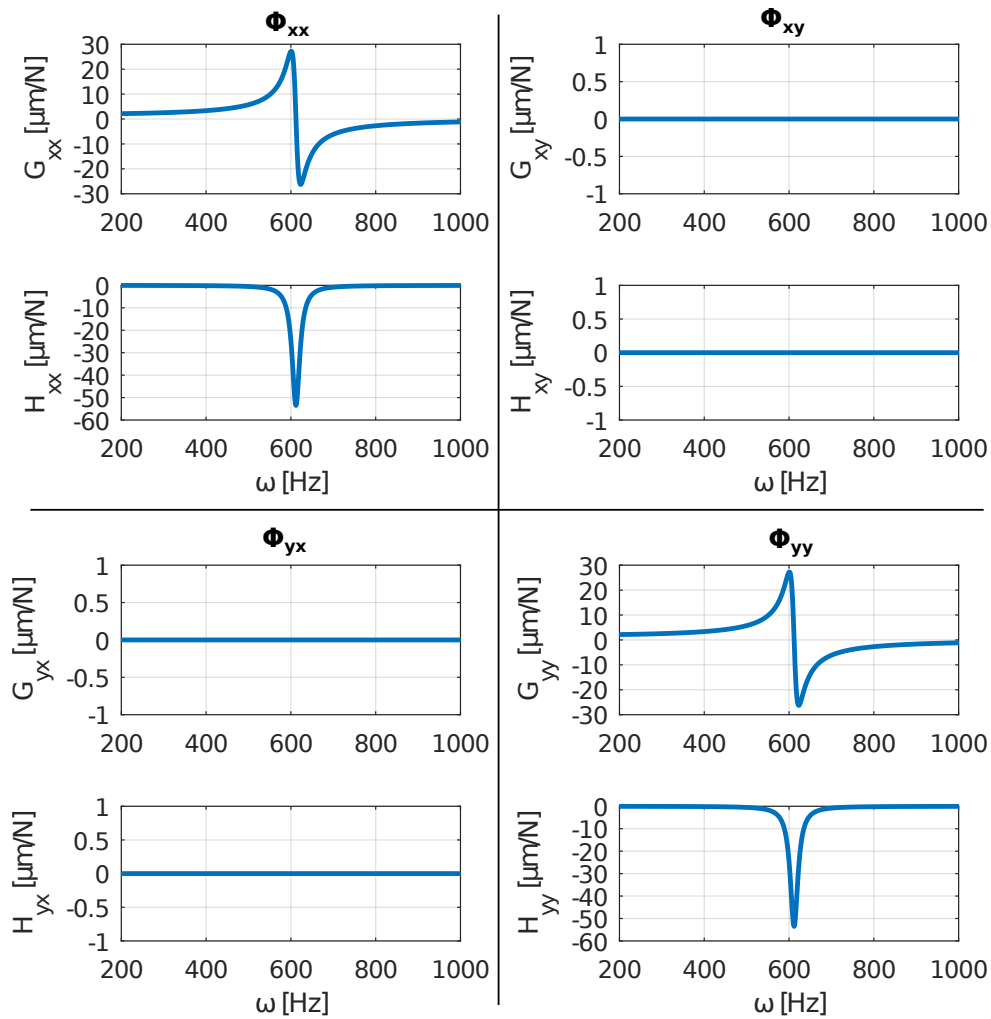


FIGURE 4.13 – Fonction de transfert dans le domaine fréquentiel du système outil + machine

4.2.8 Conclusion

Nous avons pu voir dans ce chapitre comment la spécificité du perçage vibratoire peut être prise en compte dans un problème d'analyse de la stabilité. Ce qui diffère principalement du perçage conventionnel est le fait de passer d'une opération de coupe continue à une opération de coupe discontinue. Le caractère discontinu de l'opération nous amène à utiliser des outils développés précédemment dans le cadre de l'analyse de la stabilité en fraisage, via l'utilisation d'une fonction indicatrice valant 1 lorsque l'outil est dans la matière et zéro sinon. Cependant, la spécificité de l'opération de perçage vibratoire ne s'arrête pas là. Nous avons montré que la modélisation du procédé nécessite de prendre en compte plusieurs termes retards agissant de manières successives. Cette spécificité est modélisée par la décomposition de la fonction indicatrice générale g en plusieurs fonctions indicatrices, chacune relative à un terme retard spécifique. Tous les éléments sus-mentionnés sont indépendants de la méthode choisie pour juger du caractère stable ou instable de l'opération. Dans ce chapitre, nous avons appliqué une transformation de Fourier aux équations du système afin de pouvoir mettre en œuvre les techniques et les outils traditionnels de l'analyse de la stabilité des systèmes. Le prix à payer pour ce choix est assez élevé. Premièrement, nous ne sommes pas en mesure de prendre en compte

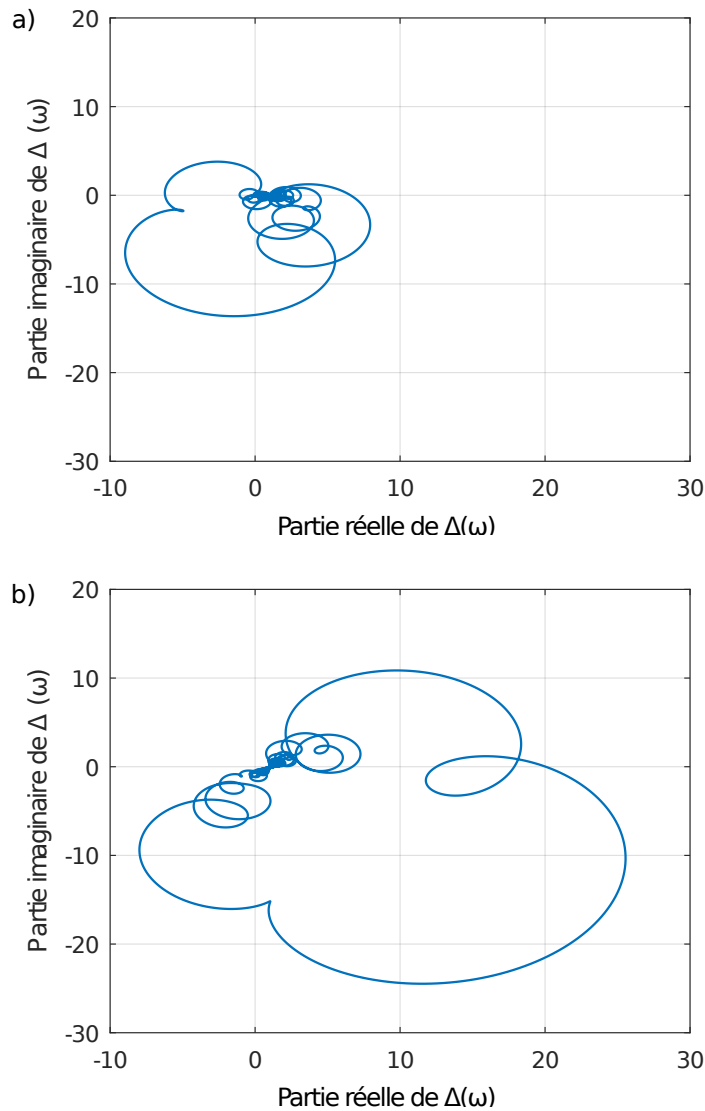


FIGURE 4.14 – Diagrammes de Nyquist : a) Sans amortissement du process b) Avec amortissement du process.

les efforts agissant à l'extrême centre de l'outil dans ce type de formulation. Nous avons évacué ce problème en modélisant une opération d'agrandissement au lieu d'une opération de perçage dans le plein. Nous ne pouvons également pas ignorer le fait que l'opération de perçage vibratoire est une opération fortement discontinue, et l'approximation des différentes matrices dans le domaine fréquentiel par leurs valeurs moyennes trouve ici quelques limites. Nous aurions pu proposer ici une solution faisant intervenir plus de termes dans les décompositions en série de Fourier des différentes matrices en utilisant la théorie de Floquet. Cependant, cela ne permet toujours pas de prendre en compte les efforts au centre de l'outil. J'invite donc le lecteur à prendre le chapitre qu'il vient de parcourir comme une étape intermédiaire permettant de se familiariser avec les spécificités du perçage vibratoire. Dans le chapitre suivant, nous allons proposer une modélisation dans le domaine temporel. Celle-ci reprendra exactement tous les outils mis en œuvre dans ce chapitre pour prendre en compte les spécificités du perçage vibratoire sur les phénomènes de coupe, et en particulier les différentes fonctions indicatrices. Cette nouvelle

modélisation permettra en outre d'ajouter un modèle d'effort agissant sur l'extrême pointe de l'outil.

4.3 Modélisation temporelle du procédé de perçage vibratoire

4.3.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'élaboration d'une modélisation de la dynamique du procédé de perçage vibratoire dans le domaine temporel. Cette modélisation reprend la plupart des éléments du chapitre 4.2 consacré à l'analyse de la stabilité du procédé dans le domaine fréquentiel, en ajoutant l'action du centre de l'outil. La figure 4.15 représente la situation de coupe modélisée. Ainsi, on retrouve dans la modélisation les phénomènes liés à la coupe par les arêtes, les phénomènes d'indentation du centre de l'outil et de talonnage, ainsi que les efforts d'amortissement du process.

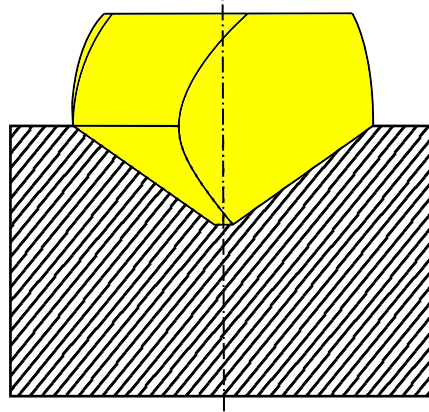


FIGURE 4.15 – Situation de coupe modélisée : les arêtes de coupe et l'arête centrale sont pleinement engagées dans la matière. L'action des listels n'est pas considérée.

4.3.2 Equations d'équilibre du système

Le système mécanique étudié correspond au système à deux degrés de libertés identifié lors de l'analyse modale de la structure (Figure 4.12) du cas d'application traité lors de l'analyse de la stabilité dans le domaine fréquentiel. Cela se traduit dans le domaine de Laplace par les relations d'équilibre suivantes :

$$\overrightarrow{X}(s) = [\Phi(s)] \overrightarrow{F}(s) \quad (4.74)$$

\overrightarrow{X} : Vecteur déplacement latéral

\overrightarrow{F} : Résultante du torseur des actions mécaniques appliquées sur la pointe de l'outil

$[\Phi]$: Fonction de transfert du système

$$[\Phi(s)] = \begin{pmatrix} \frac{\omega_{n1}^2/k_1}{s^2+2\zeta_1\omega_{n1}\cdot s+\omega_{n1}} & 0 \\ 0 & \frac{\omega_{n2}^2/k_2}{s^2+2\zeta_2\omega_{n2}\cdot s+\omega_{n2}} \end{pmatrix} \beta \quad (4.75)$$

On numérote les composantes des vecteurs \vec{X} et \vec{F} par les indices 1 et 2 respectivement dans les directions \vec{x} et \vec{y} . Ainsi, on peut réécrire 4.74 comme :

$$X_i(s) = \frac{\omega_{ni}^2/k_i}{s^2 + 2\zeta_i\omega_{ni} \cdot s + \omega_{ni}^2} F_i(s) \quad i = \{1, 2\} \quad (4.76)$$

$$X_i(s) (s^2 + 2\zeta_i\omega_{ni} \cdot s + \omega_{ni}^2) = \frac{\omega_{ni}^2}{k_i} F_i(s) \quad (4.77)$$

On pose le changement de variable suivant, afin de réécrire le système en fonction des variables d'états position \vec{Y}_1 et vitesse \vec{Y}_2 :

$$\begin{cases} Y_{1,i} = X_i \\ Y_{2,i} = sX_i \end{cases} \quad i = \{1, 2\} \quad (4.78)$$

En dérivant 4.78 et en utilisant 4.77, on obtient :

$$\begin{cases} sY_{1,i} = Y_{1,i} \\ sY_{2,i} = \frac{\omega_{ni}^2}{k_i} F_i(s) - 2\zeta_i\omega_{ni}Y_{2,i} - \omega_{ni}^2Y_{1,i} \end{cases} \quad (4.79)$$

Afin de discrétiser les équations du mouvement, on remplace la variable s dans 4.79, par la transformée en z avec un schéma d'intégration d'Euler explicite. On pose donc :

$$s = \frac{1 - z^{-1}}{z^{-1}T_e} \quad t = kT_e \quad (4.80)$$

T_e : Période d'échantillonnage

Le système d'équation 4.79 devient :

$$\begin{cases} (1 - z^{-1}) Y_{1,i}(k) = z^{-1}T_e Y_{2,i}(k) \\ (1 - z^{-1}) Y_{2,i}(k) = z^{-1}T_e \left[\frac{\omega_{ni}^2}{k_i} F_i(k) - 2\zeta_i\omega_{ni}Y_{2,i}(k) - \omega_{ni}^2Y_{1,i}(k) \right] \end{cases} \quad (4.81)$$

Finalement, on utilise la propriété suivante de la transformée en z :

$$z^{-1}Y(k) = Y(k - 1) \quad (4.82)$$

On obtient les équations discrétisées du mouvement :

$$\begin{cases} Y_{1,i}(k) = T_e \cdot Y_{2,i}(k - 1) + Y_{1,i}(k - 1) \\ Y_{2,i}(k) = T_e \left[\frac{\omega_{ni}^2}{k_i} F_i(k - 1) - 2\zeta_i\omega_{ni}Y_{2,i}(k - 1) - \omega_{ni}^2Y_{1,i}(k - 1) \right] \end{cases} \quad (4.83)$$

Dans ces équations, le vecteur \vec{F} est la somme de trois contributions :

- l'effort de coupe dynamique \vec{F}_c .
- l'effort d'amortissement du process \vec{F}_d .
- l'effort d'indentation au centre de l'outil \vec{F}_{ind}

Soit :

$$\vec{F} = \vec{F}_c + \vec{F}_d + \vec{F}_{ind} \quad (4.84)$$

Dans la suite, nous allons exprimer ces différentes composantes dans le domaine discret, en fonction des variables d'états \vec{Y}_1 et \vec{Y}_2 . L'algorithme 1 offre une vision globale de l'enchaînement des étapes du calcul.

Algorithm 1 Simulation temporelle

- 1: **for** $k = 1$ **to** k_{max} **do**
 - 2: Calculer $\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}(k-1)$ (eq. 4.89)
 - 3: Calculer l'effort de coupe dynamique $\vec{F}_c(k-1)$ (eq. 4.99)
 - 4: Calculer l'effort d'amortissement du process $\vec{F}_d(k-1)$ (eq. 4.106)
 - 5: Calculer l'effort d'indentation $\vec{F}_{ind}(k-1)$
 - 6: Calculer la position et la vitesse de O_1 : $\vec{Y}_1(k)$ et $\vec{Y}_2(k)$ (eq. 4.83)
 - 7: **end for**
-

4.3.3 Discrétisation de l'effort de coupe dynamique

Dans cette section, nous allons repartir de l'expression de l'effort dynamique obtenue dans le chapitre 4.2 à l'équation 4.27. Ici, nous allons procéder différemment en isolant les termes invariables à chaque incrément des autres termes. Dans l'expression de l'effort dynamique, les termes invariants sont :

- $\vec{K}_{c\beta_1}$: le vecteur taux de densité linéique d'effort dans la base β_1 .
- \vec{R} : le vecteur normal à la surface coupée.
- b : la largeur de copeau coupée.

Ainsi, on réécrit l'effort de coupe dynamique de la façon suivante :

$$\left(\overrightarrow{DF_c}\right)_\beta = -\mathcal{P}_\beta^{\beta_1} \left(b \cdot \vec{K}_{c\beta_1} \cdot \vec{R}^T\right) \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}\right)^T \overrightarrow{\Delta X} \quad (4.85)$$

Les termes encadrés par les matrices de changement de base définissent la matrice $[a_c]$:

$$[a_c] = b \cdot \vec{K}_{c\beta_1} \cdot \vec{R}^T \quad (4.86)$$

L'effort de coupe dynamique sur une arête élémentaire e devient :

$$\left(\left[\overrightarrow{DF_c}\right]_e\right)_\beta = -\mathcal{P}_\beta^{\beta_1} [a_c]_e \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}\right)^T \overrightarrow{\Delta X} \quad (4.87)$$

L'effort de coupe dynamique total est obtenu par la sommation des contributions des arêtes élémentaires :

$$\vec{F}_c = -\mathcal{P}_\beta^{\beta_1} [A_c] \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}\right)^T \overrightarrow{\Delta X} \quad [A_c] = \sum_{e=1}^n [a_c]_e \quad (4.88)$$

Cette expression de l'effort de coupe dynamique est plus commode à utiliser dans le cadre d'une modélisation dans le domaine temporel que celle obtenue à l'équation 4.30 dans le cadre de l'analyse de la stabilité dans le domaine fréquentiel. A chaque incrément de temps, le calcul de l'effort de coupe nécessite de mettre à jour uniquement la matrice de passage $\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}$ pour obtenir la matrice des coefficients de coupe orientés dans la base β . Ensuite, il ne reste plus qu'à réaliser le produit de cette matrice avec le terme variation de position $\overrightarrow{\Delta X}$.

La discrétisation de la matrice de passage $\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}$ (eq. 4.20) s'effectue avec le changement de variable $t = kT_e$. Soit :

$$\mathcal{P}_\beta^{\beta_1} = \begin{pmatrix} \cos(k\Omega T_e) & \sin(k\Omega T_e) & 0 \\ -\sin(k\Omega T_e) & \cos(k\Omega T_e) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.89)$$

Désormais, nous allons nous attacher à discrétiser le terme variation de position $\overrightarrow{\Delta X}$. Comme nous l'avons vu dans le chapitre 4.2.3, le terme variation de position s'exprime comme la somme de trois termes, eux-même étant le produit d'une fonction indicatrice g_i et d'un terme variation de position élémentaire $\overrightarrow{\Delta X}_i$ (eq. 4.31). Pour les termes variation de position élémentaire, on a le changement de variable suivant :

$$\overrightarrow{\Delta X}_i(t) = \overrightarrow{X}(t) - \overrightarrow{X}(t - iT) \Leftrightarrow \overrightarrow{\Delta X}_i(k) = \overrightarrow{X}(k) - \overrightarrow{X}(k - im) \quad (4.90)$$

Avec :

$$m = \frac{T}{T_e} \quad (4.91)$$

On remplace la variable \overrightarrow{X} par \overrightarrow{Y}_1 à l'aide du changement de variable 4.78, soit :

$$\overrightarrow{\Delta X}_i(k) = \overrightarrow{X}(k) - \overrightarrow{X}(k - im) \Leftrightarrow \overrightarrow{\Delta Y}_i(k) = \overrightarrow{Y}_1(k) - \overrightarrow{Y}_1(k - im) \quad (4.92)$$

Le dernier élément restant à considérer est la discrétisation des fonctions indicatrices g_i . La périodicité angulaire des fonctions indicatrices est égale à $2\pi/k_{osc}$, soit $4\pi/3$ pour $k_{osc} = 3/2$ et $4\pi/5$ pour $k_{osc} = 5/2$. Dans le domaine discret, la périodicité des fonctions indicatrice $k_{periode}$ est égale à :

$$k_{periode} = \frac{2\pi/k_{osc}}{\Omega T_e} \quad (4.93)$$

Afin de faciliter l'implémentation des fonctions indicatrices, on les déphase d'une valeur égale à φ_{st}^1 afin qu'à $t = 0$ l'outil commence à entrer dans la matière. Il faut prendre en compte ce déphasage dans l'équation du mouvement axial de l'outil (eq. 4.17) au niveau du terme sinusoïdal. Ainsi, dans le domaine discret, l'équation du mouvement axial de l'outil s'écrit :

$$z(k) = -\frac{\Omega k T_e}{2\pi} f + \frac{A_{osc}}{2} \cdot \sin(k_{osc} \Omega k T_e + \varphi_{st}^1) \quad (4.94)$$

Les fonctions indicatrices s'écrivent dans le domaine discret modulo $k_{periode}$:

$$g_1(k) = \begin{cases} 1 & \text{si } 0 + i \times k_{periode} \leq k < k_{\varphi^1} + i \times k_{periode} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.95)$$

$$g_4(k) = \begin{cases} 1 & \text{si } k_{\varphi^1} + i \times k_{periode} \leq k \leq k_{\varphi^4} + i \times k_{periode} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.96)$$

$$g_3(k) = \begin{cases} 1 & \text{si } k_{\varphi^4} + i \times k_{periode} < k \leq k_{\varphi^3} + i \times k_{periode} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.97)$$

Avec :

$$k_{\varphi^1} = \frac{(\varphi_{ex}^1 - \varphi_{st}^1)}{\Omega T_e} \quad k_{\varphi^4} = \frac{(\varphi_{ex}^4 - \varphi_{st}^1)}{\Omega T_e} \quad k_{\varphi^3} = \frac{(\varphi_{ex}^3 - \varphi_{st}^1)}{\Omega T_e} \quad (4.98)$$

Finalement, l'effort de coupe dynamique discrétisé s'écrit :

$$\overrightarrow{F}_c(k) = -\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}(k) [A_c] \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}(k) \right)^T \left\{ \sum_{i=1,3,4} g_i(k) \overrightarrow{\Delta Y}_i(k) \right\} \quad (4.99)$$

4.3.4 Discrétisation de l'effort d'amortissement du process

Nous allons procéder à la discrétisation temporelle de l'effort d'amortissement du procédé de manière similaire à ce qui a été réalisé pour l'effort de coupe. Ainsi, on reprend l'expression 4.59 et on isole les termes invariants à chaque incrément de temps.

$$\left(\overrightarrow{DF_d}\right)_\beta = -\mathcal{P}_\beta^{\beta_1} \left(b\overrightarrow{Kd_{\beta_1}}\overrightarrow{R^T}\right) \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}\right)^T \overrightarrow{X} \quad (4.100)$$

Les termes encadrés par les matrices de changement de base définissent la matrice $[a_d]$:

$$[a_d] = b\overrightarrow{Kd_{\beta_1}}\overrightarrow{R^T} \quad (4.101)$$

L'effort d'amortissement du process sur une arête élémentaire e s'écrit :

$$\left(\left[\overrightarrow{DF_d}\right]_e\right)_\beta = -\mathcal{P}_\beta^{\beta_1} [a_d]_e \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}\right)^T \overrightarrow{X} \quad (4.102)$$

La sommation de l'ensemble des efforts d'amortissement du process agissant sur les arêtes élémentaires donne l'effort d'amortissement du process total :

$$\overrightarrow{F_d} = -\mathcal{P}_\beta^{\beta_1} [A_d] \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}\right)^T \overrightarrow{X} \quad [A_d] = \sum_{e=1}^n [a_d]_e \quad (4.103)$$

Cette expression n'est valable que lorsque l'outil est dans la matière, il faut donc la multiplier par la fonction indicatrice g . L'expression de l'effort d'amortissement dans le domaine discret est :

$$\overrightarrow{F_d}(k) = -\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}(k) [A_d] \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}(k)\right)^T g(k)\overrightarrow{X}(k) \quad (4.104)$$

Avec :

$$g(k) = \left\{ \begin{array}{ll} 1 & \text{si } 0 + i \times k_{periode} \leq k \leq k_{\varphi^3} + i \times k_{periode} \\ 0 & \text{sinon} \end{array} \right\} \quad (4.105)$$

Finalement, on remplace $\overrightarrow{X}(k)$ par le changement de variable 4.78 avec $s\overrightarrow{X} = \overrightarrow{X} = \overrightarrow{Y}_2$:

$$\overrightarrow{F_d}(k) = -\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}(k) [A_d] \left(\mathcal{P}_\beta^{\beta_1}(k)\right)^T g(k)\overrightarrow{Y}_2(k) \quad (4.106)$$

4.3.5 Effort d'indentation de l'outil

Cette section est consacrée à décrire et implémenter un modèle à même d'estimer l'effort induit par le contact entre le fond du perçage et l'outil lors des déplacements latéraux de l'outil. Le modèle implémenté comporte deux séquences. Dans un premier temps, il s'agit de suivre l'évolution de la géométrie du fond du perçage en fonction des mouvements et de la géométrie de l'outil. Dans un second temps, on associe un modèle d'effort local calculé en fonction de la géométrie actualisée du fond du perçage et des mouvements de l'outil. Nous proposons de nous servir du champs de vitesse des points du fond du perçage par rapport à l'outil due au mouvement de corps rigide virtuel qu'aurait eu ces points en l'absence de contact avec l'outil, comme d'une mesure de l'intensité de l'effort d'indentation lorsqu'il y a contact entre l'outil et le fond du perçage.

Suivi de l'évolution de la géométrie du fond du perçage

Maillage du fond du perçage Le suivi de la géométrie du fond est réalisé en le discrétisant. La figure 4.16 illustre cette discrétisation. Il n'est pas nécessaire de suivre l'évolution de l'ensemble du fond du perçage. On se limite à un disque suffisamment grand pour être en mesure de capter toute la zone dans laquelle il y a une interférence entre les faces de l'outil et le fond du perçage. La frontière de ce disque est représentée par le cercle vert de diamètre $D_{maillage}$ sur la figure 4.16.

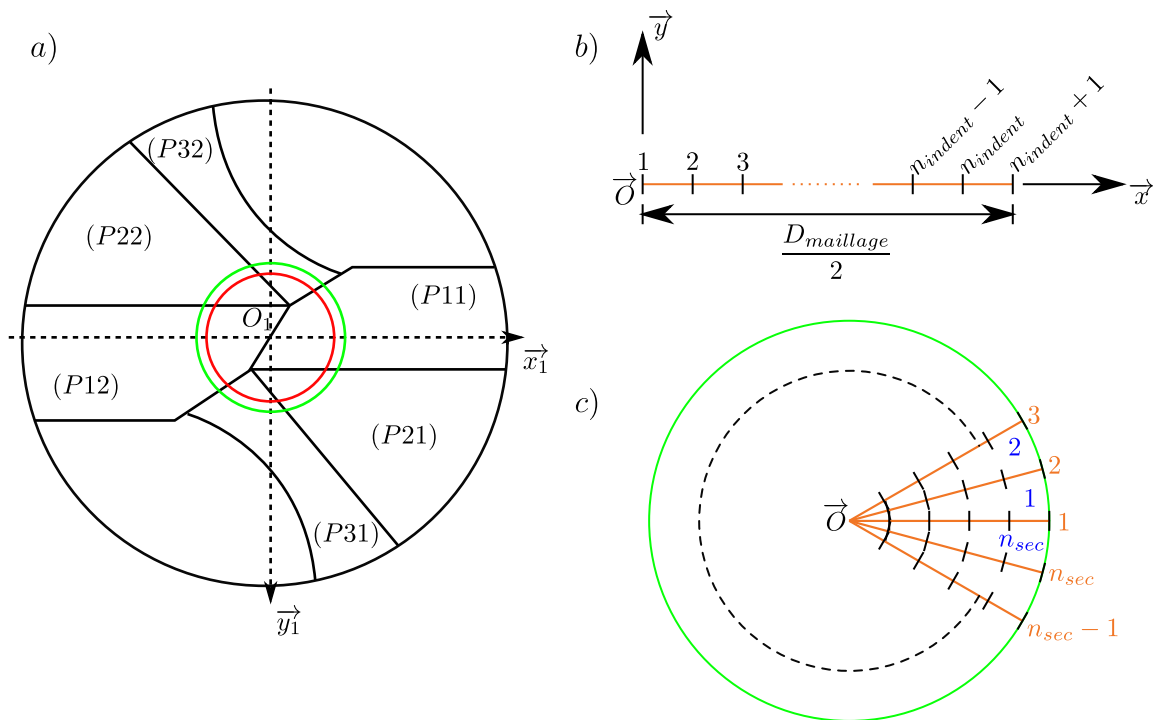


FIGURE 4.16 – Domaine d'intégration : a) domaine discrétisé par rapport à l'outil, en rouge zone dans laquelle il y a une interférence entre l'outil et le fond du perçage, en vert la limite de la zone discrétisée. b) Maillage 1D élémentaire c) Maillage 2D

Le maillage (fig. 4.16 c)) est obtenu par la répétition circulaire d'un maillage 1D (fig. 4.16 b)). Le motif 1D est constitué de n_{indent} éléments et $n_{indent}+1$ nœuds. Les coordonnées

de chacun des nœuds du motif sont stockées dans la matrice $[M1D]$.

$$[M1D] = \left[\begin{pmatrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{pmatrix} \dots \begin{pmatrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{pmatrix} \right]_{3 \times (n_{indent}+1)} \quad (4.107)$$

Avec :

$$[M1D]_{(\cdot,j)} = \frac{(j-1)}{n_{indent}} \times \frac{D_{maillage}}{2} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{\beta} \quad (4.108)$$

Le maillage complet, représenté par la matrice $[OM]$ est obtenue par n_{sec} répétitions circulaires du motif 1D $[M1D]$, ce qui divise le disque en n_{sec} sections. Les coordonnées des points de chaque répétition sont données par :

$$[Rep_i] = \begin{pmatrix} \cos(\theta_i) & -\sin(\theta_i) & 0 \\ \sin(\theta_i) & \cos(\theta_i) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot [M1D] \quad (4.109)$$

La matrice $[OM]$ est obtenue en concaténant l'ensemble des répétitions du motif :

$$[OM] = [[Rep_1][Rep_2] \dots [Rep_{n_{sec}}]]_{(3 \times n_{sec}(n_{indent}+1))} \quad (4.110)$$

Maintenant que nous avons déterminé la position de chacun des points du maillage à l'état initial, nous devons identifier la position relative de chacun des points du maillage par rapport aux différentes dépouilles de l'outil à chaque pas de temps.

Position relative des points du maillage et des dépouilles de l'outil A chaque pas de temps, on identifie les points du maillage qui inter-pénètrent l'outil. Les points du maillage étant situés dans l'outil sont déplacés dans la direction \vec{z} afin d'être re-situés sur les faces de dépouille de l'outil. La figure 4.17 illustre la situation. A l'incrément $k-1$, Le

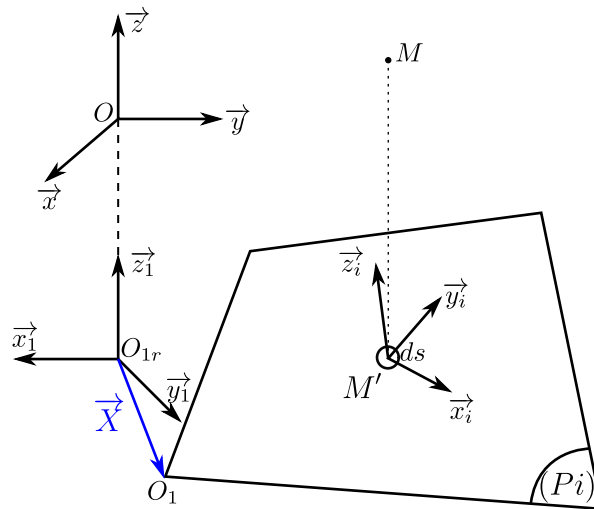


FIGURE 4.17 – Indentation

point $M = (x, y, z)$ est situé au dessus de la dépouille (P_i) . Le point $M' = (x, y, z')$ est la projection du point M sur (P_i) orientée à l'instant k dans la direction \vec{z} . Pour supprimer

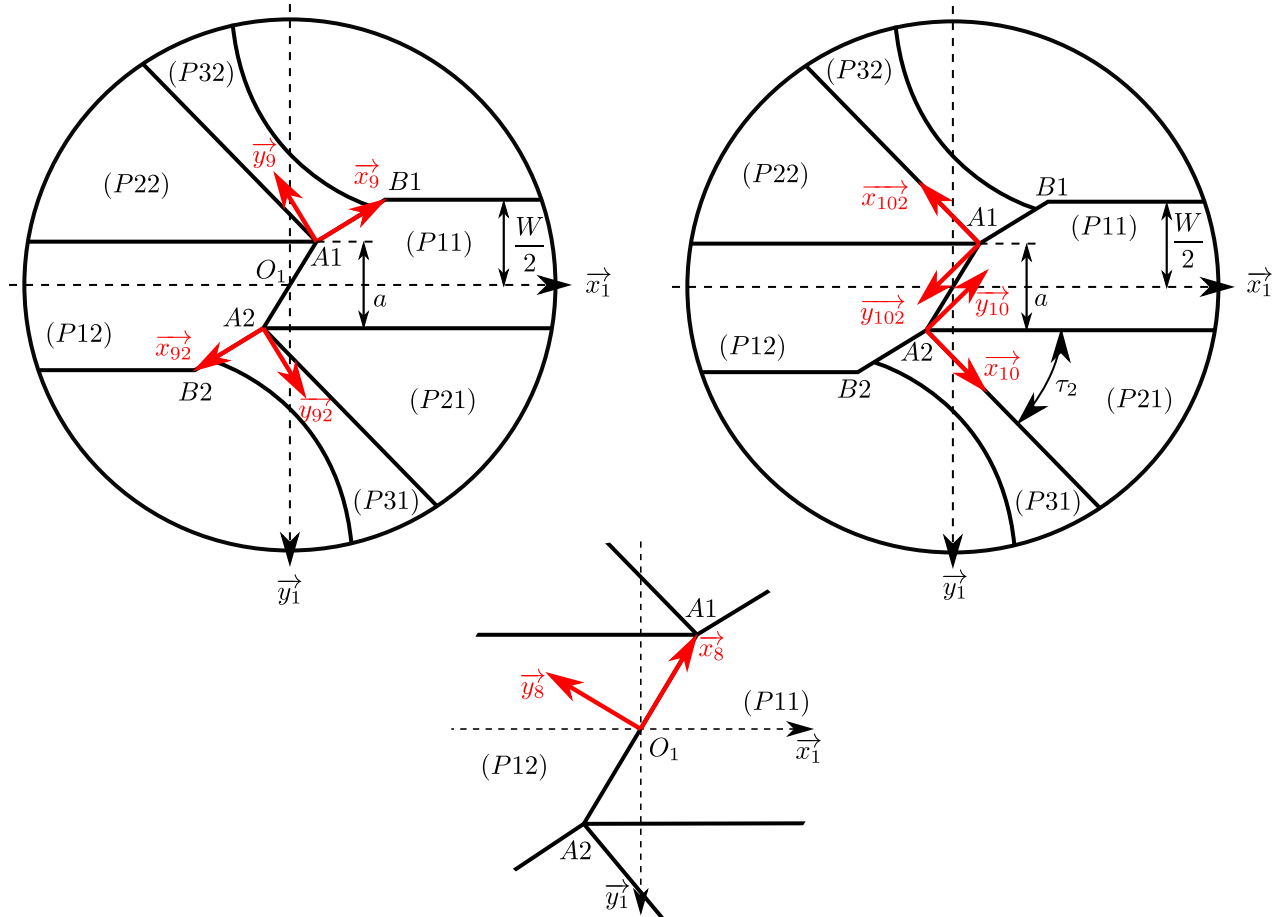


FIGURE 4.18 – Repères associés à la géométrie de l’outil pour le calcul de la position relative des points appartenant au fond du perçage par rapport à l’outil.

l’interpénétration du fond et de l’outil à l’instant k , on déplace le point M du maillage en M' , ce qui actualise la géométrie du fond.

Pour mettre en œuvre cet algorithme, il faut déterminer au préalable si le point M est superposé à $(P11)$, $(P12)$, $(P21)$, $(P22)$, $(P31)$, $(P32)$ ou dans les goujures de l’outil. A cette fin, on associe différents repères à la géométrie de l’outil. La figure 4.18 représente ces différents repères. L’orientation des repères est calculé en fonction de la rotation et des déplacements latéraux de l’outil à chaque instant. Puis, par un jeu de conditions logiques traduites de manière algébrique, on détermine la position de chaque point M appartenant au fond du perçage en fonction des déplacements de l’outil dans les différents repères. Six repères entrent en compte pour déterminer la position des points. On a donc :

- $\mathcal{R}_1 = (O_1; \beta_1)$: repère général lié à l’outil.
- $\mathcal{R}_8 = (O_1; \beta_8)$: repère lié à l’arête centrale.
- $\mathcal{R}_9 = (A_1; \beta_9)$ et $\mathcal{R}_{92} = (A_2; \beta_{92})$: repères liés aux arêtes transversales.
- $\mathcal{R}_{10} = (A_2; \beta_{10})$ et $\mathcal{R}_{102} = (A_1; \beta_{102})$: repères liés à l’orientation de la troisième dépouille.

Les coordonnées d’un point M du fond du perçage dans un des repères $\mathcal{R}_X = (A_Y; \beta_X)$

sus-mentionnés sont données par :

$$\left(\overrightarrow{A_Y M}\right)_{\beta_X} = \mathcal{P}_{\beta_X}^\beta \left(\overrightarrow{OM}_\beta - \overrightarrow{OA_{Y\beta}}\right) \quad (4.111)$$

$$= P_{\beta_X}^{\beta_1} P_{\beta_1}^\beta \left(\overrightarrow{OM}_\beta - (\overrightarrow{OO_{1r}} + \overrightarrow{O_{1r}O_1} + \overrightarrow{O_1A_Y})_\beta\right) \quad (4.112)$$

$$= P_{\beta_X}^{\beta_1} P_{\beta_1}^\beta \left(\overrightarrow{OM}_\beta - (\overrightarrow{OO_{1r}} + \overrightarrow{Y_1} + \overrightarrow{O_1A_Y})_\beta\right) \quad (4.113)$$

A cet instant, il convient de mentionner quelques éléments techniques relatifs à l'implémentation informatique du calcul ci-dessus. Ici, le calcul est présenté pour un unique point M . Dans la réalité, $\left(\overrightarrow{A_Y M}\right)_{\beta_X}$ et $\overrightarrow{OM}_\beta$ sont des champs de vecteurs continus. Pour le calcul, nous approximons ces champs de vecteur par une discrétisation spatiale du fond du perçage. Ainsi, on représente ces champs de vecteurs discrets par les matrices $[A_Y M]_{\beta_X}$ et $[OM]_\beta$ de dimensions $(3 \times n_{noeuds})$ avec n_{noeuds} le nombre de points M appartenant au fond du perçage discrétisé. Elles contiennent les coordonnées des points M , notées sous la forme de vecteurs colonne, dans les repères associées. C'est pourquoi on réécrit le calcul sous la forme matricielle suivante :

$$[A_Y M]_{\beta_X} = P_{\beta_X}^{\beta_1} P_{\beta_1}^\beta \left([OM]_\beta - (\overrightarrow{OO_{1r}} + \overrightarrow{Y_1} + \overrightarrow{O_1A_Y})_\beta\right) \quad (4.114)$$

La notation ci-dessus n'est pas exacte du point de vue mathématique. On ne peut pas additionner ou soustraire des matrices ou vecteurs de dimensions différentes. Cependant, nous en ferons une interprétation qui est utile en informatique. A chaque fois que nous soustrairons un vecteur colonne à une matrice, cela devra être interprété comme le fait de soustraire ce vecteur à chaque colonne de la matrice. Bien entendu, le nombre de lignes de la matrice doit être égal au nombre de composantes du vecteur.

Les logiciels comme OCTAVE, ici utilisé pour l'implémentation de cette modélisation, offrent de bonnes performances de calcul uniquement si l'on prend soin de limiter le recours aux boucles conditionnelles et que l'on exploite les capacités de calcul matriciel. L'utilisation des capacités de calcul matriciel permet de limiter le nombre d'appel du processeur vers la mémoire RAM et exploite au mieux le temps de calcul du processeur. C'est pourquoi nous porterons une attention particulière à utiliser au maximum ces capacités de calcul à chaque fois que cela est raisonnablement possible.

Désormais, nous avons tous les éléments pour déterminer la position des points M par rapport à l'outil. L'algorithme 2 traduit les conditions nécessaires pour déterminer les points positionnés au-dessus de chacune des dépouilles.

Les conditions de l'algorithme 2 sont traduites de manière algébrique et matricielle. Par exemple, la condition suivante :

if $\overrightarrow{O_1 M} \cdot \overrightarrow{y_8} < 0$ **and** $-\frac{W}{2} < \overrightarrow{O_1 M} \cdot \overrightarrow{y_1} < \frac{a}{2}$ **and** $\overrightarrow{A_1 M} \cdot \overrightarrow{y_9} < 0$ **then**

M est sur $P11$

end if

se traduit par :

$$\begin{aligned} \overrightarrow{P11} = & \left(([O_1 M]_{\beta_8})_{(:,2)}^T < 0 \right) \times \left(([O_1 M]_{\beta_1})_{(:,2)}^T > -\frac{W}{2} \right) \\ & \times \left(([O_1 M]_{\beta_1})_{(:,2)}^T < \frac{a}{2} \right) \times \left(([A1 M]_{\beta_9})_{(:,2)}^T < 0 \right) \quad (4.115) \end{aligned}$$

Algorithm 2 Déterminer la position relative des points M par rapport aux dépouilles de l'outil

if $\overrightarrow{O_1M} \cdot \vec{y}_8 < 0$ **and** $-\frac{w}{2} < \overrightarrow{O_1M} \cdot \vec{y}_1 < \frac{a}{2}$ **and** $\overrightarrow{A_1M} \cdot \vec{y}_9 < 0$ **then**
 M est sur ($P11$)
else if $\overrightarrow{O_1M} \cdot \vec{y}_1 > \frac{a}{2}$ **and** $\overrightarrow{A_2M} \cdot \vec{y}_{10} > 0$ **and** $\overrightarrow{A_2M} \cdot \vec{x}_{10} > 0$ **then**
 M est sur ($P21$)
else if $\overrightarrow{A_2M} \cdot \vec{y}_{92} > 0$ **and** $\overrightarrow{A_2M} \cdot \vec{y}_{10} < 0$ **then**
 M est sur ($P31$)
else if $\overrightarrow{O_1M} \cdot \vec{y}_8 > 0$ **and** $-\frac{a}{2} < \overrightarrow{O_1M} \cdot \vec{y}_1 < \frac{w}{2}$ **and** $\overrightarrow{A_2M} \cdot \vec{y}_{92} < 0$ **then**
 M est sur ($P12$)
else if $\overrightarrow{O_1M} \cdot \vec{y}_1 < \frac{a}{2}$ **and** $\overrightarrow{A_1M} \cdot \vec{y}_{102} > 0$ **and** $\overrightarrow{A_1M} \cdot \vec{x}_{102} > 0$ **then**
 M est sur ($P22$)
else if $\overrightarrow{A_1M} \cdot \vec{y}_9 > 0$ **and** $\overrightarrow{A_1M} \cdot \vec{y}_{102} < 0$ **then**
 M est sur ($P32$)
else
 M est dans le vide
end if

Où $<$ et \times s'appliquent composantes par composantes. $\overrightarrow{P11}$ est donc un vecteur booléen dont les composantes valent 1 si le point M associé est au dessus de ($P11$) et 0 sinon.

On calcule de manière similaire les vecteurs $\overrightarrow{P12}$, $\overrightarrow{P21}$, $\overrightarrow{P22}$, $\overrightarrow{P31}$ et $\overrightarrow{P32}$. Ils forment la matrice $[POS]$ par concaténation des différents vecteurs :

$$[POS] = \left[\overrightarrow{P11} \quad \overrightarrow{P21} \quad \overrightarrow{P31} \quad \overrightarrow{P12} \quad \overrightarrow{P22} \quad \overrightarrow{P32} \right]_{(n_{noeuds} \times 6)} \quad (4.116)$$

C'est à partir de cette matrice que nous sommes capable d'identifier la position de chacun des points du fond du perçage. La matrice $[POS]$ nous indique si les points de la matrice $[OM]$ sont superposés à une dépouille ou pas. Cependant, elle ne nous indique pas si le point est dans l'outil ou en dessous de l'outil. Pour cela, il nous faut calculer la projection M' du points M sur la dépouille concernée (fig. 4.17). Pour ce faire, nous avons besoin de connaître l'équation des plans des dépouilles en prenant en compte le mouvement de l'outil. On prend en exemple la situation d'un point superposé à la dépouille ($P21$). Le calcul se généralise immédiatement aux autres dépouilles.

L'équation de la dépouille ($P21$) est donnée par le plan passant par $A2$ de normale \vec{n}_{21} (fig. 3.4). Les coordonnées de la normale \vec{n}_{21} dans la base β sont données par :

$$(\vec{n}_{21})_\beta = \mathcal{P}_\beta^{\beta_1}(k) \cdot (\vec{n}_{21})_{\beta_1} \quad (4.117)$$

Les coordonnées de $A2$ dans le repère $\mathcal{R} = (O; \beta)$ sont données par :

$$\overrightarrow{OA2} = z(k) \cdot \vec{z} + \vec{Y}_1(k) + \mathcal{P}_\beta^{\beta_1}(k) \cdot \left(\overrightarrow{O_1A_2} \right)_{\beta_1} \quad (4.118)$$

Ainsi, on peut écrire l'équation cartésienne de ($P21$) comme :

$$\overrightarrow{A2M} \cdot \vec{n}_{21} = 0 \quad (4.119)$$

En posant $\overrightarrow{OA2} = (A_x, A_y, A_z)_\beta$ (eq. 4.118), $(\vec{n}_{21})_\beta = (n_x, n_y, n_z)$ (eq. 4.117) et (x, y, z) les coordonnées de M dans le repère \mathcal{R} , on détermine le point $M' = (x, y, z')$ projection

de M sur $(P11)$ suivant \vec{z} d'après 4.119 :

$$z' = -\frac{(x - A_x)n_x + (y - A_y)n_y}{n_z} + A_z \quad (4.120)$$

Si $z' < z$ alors on déplace le point M en M' ; la géométrie du fond du perçage est actualisée. Désormais, nous sommes en mesure de déterminer s'il y a potentiellement un contact entre le point M et l'outil. A cet instant, le point M déplacé est situé sur la dépouille. Cette condition est nécessaire mais pas suffisante pour déterminer s'il y a un effort de contact entre le point M et la dépouille. Il faut désormais regarder si la vitesse du point M tend à faire pénétrer le point dans l'outil ou pas. Dans le cas où le point M est sur la dépouille et qu'il tend à pénétrer dans l'outil, alors on affecte un effort local de contact sur l'outil.

Modèle local d'effort d'indentation

Cette section est consacrée à décrire et implémenter un modèle à même d'estimer la variation de l'effort induit par le contact entre le fond du perçage et l'outil lors des déplacements latéraux de l'outil. Nous proposons de nous servir du champs de vitesse des points du fond du perçage par rapport à l'outil dû au mouvement de corps rigide virtuel qu'aurait eu ces points en l'absence de contact avec l'outil, comme d'une mesure de l'intensité de l'effort d'indentation lorsqu'il y a contact entre l'outil et le fond du perçage. La figure 4.19 illustre ce modèle d'effort.

On rappelle ici quelques repères essentiels pour la compréhension, définis précisément dans le chapitre 4.2.1 :

- $\mathcal{R} = (O; \beta)$: repère lié à la pièce, solide S .
- $\mathcal{R}_1 = (O_1; \beta_1)$: repère lié à l'outil, solide S_1 .
- $\mathcal{R}_{1r} = (O_{1r}; \beta_{1r})$: repère associé au mouvement de corps rigide, solide fictif S_{1r} .

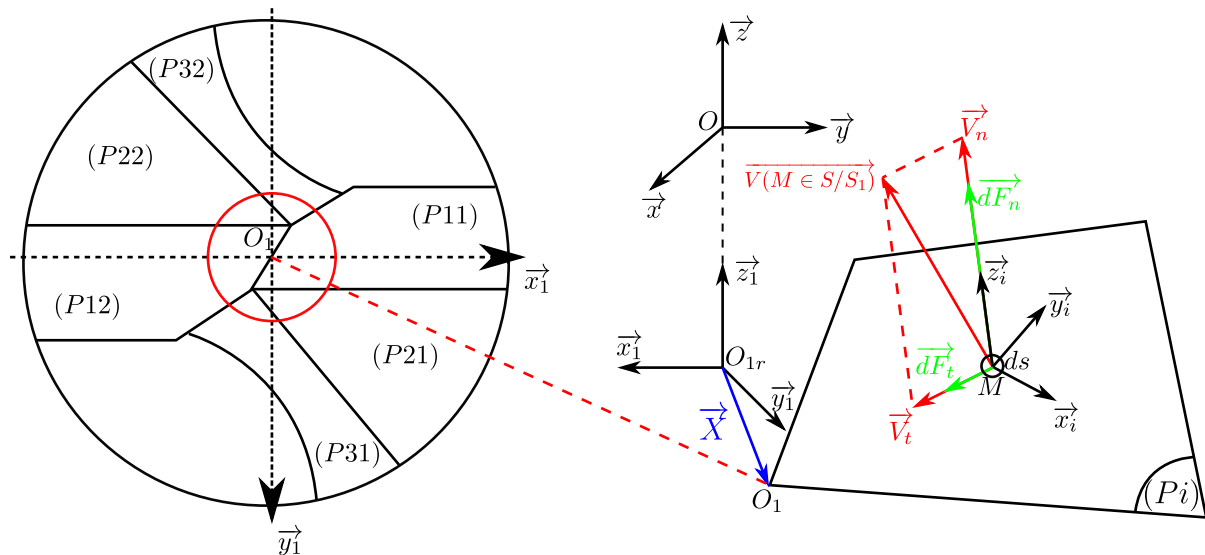


FIGURE 4.19 – Modèle d'effort local d'indentation

Considérons un point M en contact avec la face de dépouille (P_i) . Si la vitesse relative du point M par rapport à l'outil $\vec{V}(M \in S/S_1)$ tend à pénétrer dans l'outil, alors il y a un effort de contact. La vitesse relative du point M se décompose en deux composantes :

- \vec{V}_n : la vitesse normale, dans la direction \vec{z}_i .

— \vec{V}_t : la vitesse tangentielle, dans le plan $(M; \vec{x}_i, \vec{y}_i)$.

Ainsi, on a :

$$\overrightarrow{V(M \in S/S_1)} = \vec{V}_n + \vec{V}_t \quad (4.121)$$

Et :

$$\vec{V}_n = \left(\overrightarrow{V(M \in S/S_1)} \cdot \vec{z}_i \right) \vec{z}_i \quad \vec{V}_t = \overrightarrow{V(M \in S/S_1)} - \vec{V}_n \quad (4.122)$$

Nous associons à chaque point M en contact avec une dépouille (Pi) de l'outil, un modèle d'effort avec deux composantes :

- \vec{T}_n : la contrainte dans la direction normale à face de dépouille
- \vec{T}_t : la contrainte tangentielle dans la direction de la vitesse V_t

Pour tous les points M appartenant au fond du perçage et qui sont en contact avec une dépouille de l'outil, le modèle s'écrit sous la forme algorithmique suivante :

Algorithm 3 Modèle d'effort d'indentation local

```

if  $\vec{V}_n \cdot \vec{z}_i > 0$  then
   $\vec{T}_n = K_p \cdot \vec{z}_i$ 
   $\vec{T}_t = \mu_p K_p \cdot \frac{\vec{V}_t}{\|\vec{V}_t\|}$ 
else
   $\vec{T}_n = \vec{0}$ 
   $\vec{T}_t = \vec{0}$ 
end if

```

Avec :

- K_p [MPa] : coefficient d'indentation.
- μ_p : coefficient de frottement.

La condition $\vec{V}_n \cdot \vec{z}_i > 0$ vérifie si le point du fond du perçage tend à pénétrer dans l'outil et génère un effort, ou si le point a tendance à s'éloigner de l'outil et auquel cas le contact se rompt, il n'y a plus d'effort appliqué.

Expression du champs de vitesse associé au fond du perçage Désormais, il nous faut exprimer la vitesse relative du point M appartenant au fond du perçage (solide S) par rapport à l'outil (solide S_1) $\overrightarrow{V(M \in S/S_1)}$ en fonction du mouvement de l'outil. En premier lieu, la vitesse relative du point M appartenant à S est l'opposée de la vitesse du point M appartenant à l'outil S_1 :

$$\overrightarrow{V(M \in S/S_1)} = -\overrightarrow{V(M \in S_1/S)} \quad (4.123)$$

La vitesse $\overrightarrow{V(M \in S/S_1)}$ s'écrit comme :

$$\overrightarrow{V(M \in S_1/S)} = \overrightarrow{V(O_1 \in S_1r/S)} + \overrightarrow{MO_1} \wedge \overrightarrow{\Omega(\beta_1/\beta)} \quad (4.124)$$

Avec :

$$\overrightarrow{V(O_1 \in S_1r/S)} = \overrightarrow{V(O_{1r} \in S_1r/S)} + \vec{X} \quad (4.125)$$

Et :

$$\overrightarrow{MO_1} = \overrightarrow{M\vec{O}} + \overrightarrow{OO_{1r}} + \vec{X} \quad (4.126)$$

La vitesse d'entraînement s'écrit donc :

$$\overrightarrow{MO_1} \wedge \overrightarrow{\Omega(\beta_1/\beta)} = \left(\overrightarrow{MO} + \overrightarrow{OO_{1r}} + \overrightarrow{X} \right) \wedge \overrightarrow{\Omega(\beta_1/\beta)} \quad (4.127)$$

Or, $\overrightarrow{OO_{1r}} \wedge \overrightarrow{\Omega(\beta_1/\beta)} = 0$ car les deux vecteurs sont orientés suivant \vec{z} . Ainsi, on réécrit la vitesse d'entraînement comme :

$$\overrightarrow{MO_1} \wedge \overrightarrow{\Omega(\beta_1/\beta)} = \left(\overrightarrow{MO} + \overrightarrow{X} \right) \wedge \overrightarrow{\Omega(\beta_1/\beta)} \quad (4.128)$$

La vitesse $\overrightarrow{V(O_{1r} \in S_{1r}/S)}$ est obtenue en dérivant l'équation vectorielle du mouvement de corps rigide de l'outil (eq. 4.17) :

$$\overrightarrow{V(O_{1r} \in S_{1r}/S)} = \left(0, 0, -\frac{\Omega}{2\pi} f + k_{osc} \Omega \frac{A_{osc}}{2} \cdot \cos(k_{osc} \Omega t + \varphi_{st}^1) \right)_{\beta} \quad (4.129)$$

Le lecteur notera que l'on a introduit le décalage angulaire φ_{st}^1 dans le terme sinusoïdal afin de s'accorder avec l'équation du mouvement modifiée (eq. 4.94).

Finalement, on peut réécrire l'équation 4.124 à l'aide de 4.125 et 4.128, puis on remplace respectivement \overrightarrow{X} et \overrightarrow{X} par $\overrightarrow{Y_1}$ et $\overrightarrow{Y_2}$:

$$\overrightarrow{V(M \in S_1/S)} = \overrightarrow{V(O_{1r} \in S_{1r}/S)} + \overrightarrow{Y_2} + \left(\overrightarrow{MO} + \overrightarrow{Y_1} \right) \wedge \overrightarrow{\Omega(\beta_1/\beta)} \quad (4.130)$$

Désormais, nous connaissons le champs de vitesse potentiel associé à chaque point M du fond du perçage, exprimé dans la base β . d'après l'équation 4.121, nous devons décomposer ce champs de vitesse en une composante normale et tangentielle. Cela demande de connaître suivant quelle normale projeter le vecteur vitesse en tous points du fond du perçage. Nous pouvons le faire grâce à la matrice $[POS]$ qui nous informe quelle normale nous devons considérer. Finalement, l'effort d'indentation global est obtenu en intégrant l'effort local en tous points :

$$\overrightarrow{F_{ind}} = \int_{\Gamma} \left(\overrightarrow{T_n} + \overrightarrow{T_t} \right) ds \quad (4.131)$$

Γ : domaine d'intégration surfacique correspondant au fond du perçage

Nous estimons l'intégrale 4.131 par une méthode d'approximation similaire à la méthode du point milieu mais pour une intégrale double. On écrit l'approximation comme suit :

$$\overrightarrow{F_{ind}} = \int_{\Gamma} \left(\overrightarrow{T_n} + \overrightarrow{T_t} \right) ds \approx \sum_{i=1}^{n_{noeuds}} \left(\overrightarrow{T_n}(M_i) + \overrightarrow{T_t}(M_i) \right) \Delta S_i \quad (4.132)$$

Où ΔS_i représente la surface moyenne entourant le point M_i du maillage.

Estimation de la surface élémentaire associée à chaque point du maillage

On choisit comme mesure de ΔS_i la moyenne des aires S des quadrangles entourant le point M_i . La surface \mathcal{S} de chacun des quadrangles du maillage est estimé par :

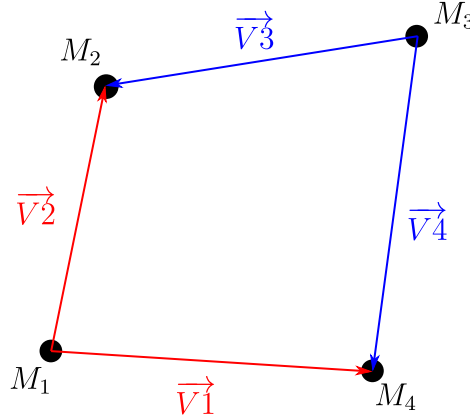


FIGURE 4.20 – Estimation de la surface des quadrangles du maillage

$$\mathcal{S} = \frac{\|\vec{v}_1 \wedge \vec{v}_2\| + \|\vec{v}_3 \wedge \vec{v}_4\|}{2} \quad (4.133)$$

La matrice $[S]_{(n_{indent} \times n_{sec})}$ contient la surface de chacun des quadrangles du maillage.

On peut représenter le maillage en le déroulant, à la manière de la figure 4.21. Les numéros en bleu représente la numérotation des quadrangles. Ceux en orange représente la numérotation des répétitions du motif 1D. Les numéros en noir représente la numérotation des nœuds du motif 1D. Pour le point numéroté (i, j) , la pondération associée est calculée par :

$$\Delta S_{(i,j)} = \frac{S_{(i-1,j-1)} + S_{(i,j-1)} + S_{(i,j)} + S_{(i-1,j)}}{4} \quad (4.134)$$

On peut visualiser la matrice $[S]$ sur la figure 4.21. Sa construction suit la numérotation des quadrangles en bleu. Le calcul 4.134 fonctionne bien tant que l'on est pas situé sur les bords du maillage (par exemple pour calculer la pondération des points sur la ligne numérotée $n_{indent} + 1$). Cela amène à considérer une multitude de cas particulier. Afin d'éviter de traiter tous ces cas particuliers, on construit une matrice augmentée de $[S]$ permettant de généraliser la formule 4.21 pour tous les points du maillage. La figure 4.22 représente la construction de cette matrice augmentée notée $[S2]$. La matrice $[S]$ peut être décomposée en trois blocs. Le bloc principal, en rose sur la figure 4.22, comprend toutes les colonnes à l'exception de la première et de la dernière. La première colonne, en jaune sur la figure 4.22 représente les données sur la première section du maillage, alors que la dernière colonne représente les données sur la dernière section du maillage. Dans cette vue dépliée, la première et la dernière colonne ne se touchent pas, contrairement à la représentation réelle du maillage (fig. 4.21). On recopie donc la dernière colonne de $[S]$

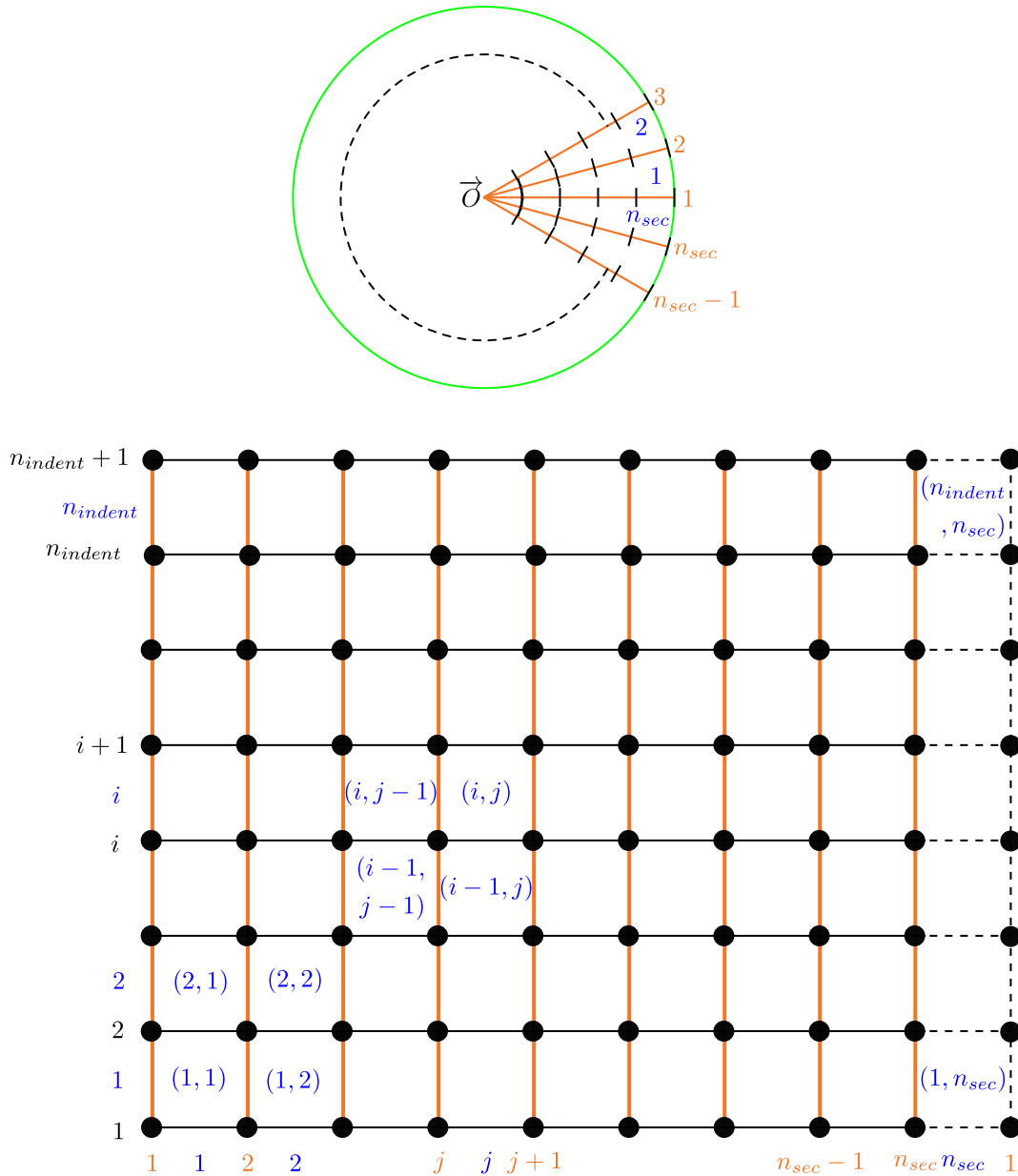


FIGURE 4.21 – Numérotation des nœuds et des quadrangles du maillage

pour représenter la jointure entre la première et la dernière section du maillage. Enfin, on ajoute deux lignes de zéros, en bleu sur la figure 4.22, représentant le fait qu'il n'y a pas de quadrangles joints sur ces bords. Vu ainsi, on peut calculer la matrice $[\Delta S]$ contenant la pondération associée à chacun des nœuds du maillage en faisant la somme des 4 blocs rouges de la figure 4.23 et en divisant le tout par 4.

Détermination des coefficients du modèle

Le modèle d'effort proposé utilise deux coefficients, K_p et μ . Pour le coefficient μ , on l'assimile à un coefficient de frottement, la valeur de $\mu = 0.25$ est retenue. Le coefficient K_p est fixé de manière à ce que la somme des efforts axiaux de coupe et d'efforts axiaux d'indentation correspondent aux relevés expérimentaux effectués lors des essais de pénétration de la pointe de l'outil avec différentes vitesses d'avances. Dans le chapitre 3.3

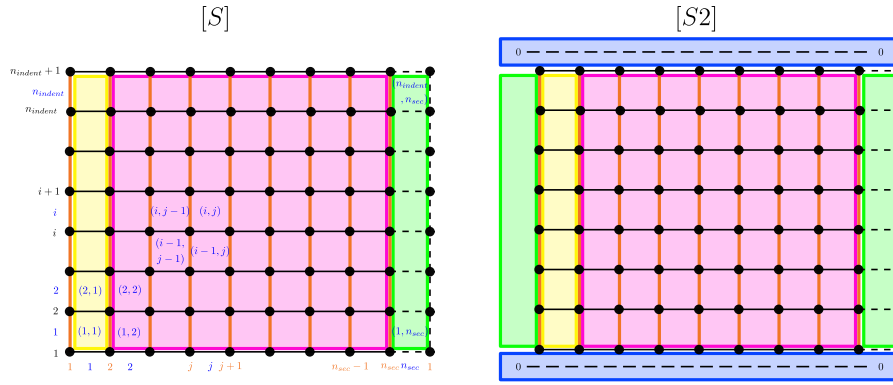


FIGURE 4.22 – Matrice augmentée [S2]

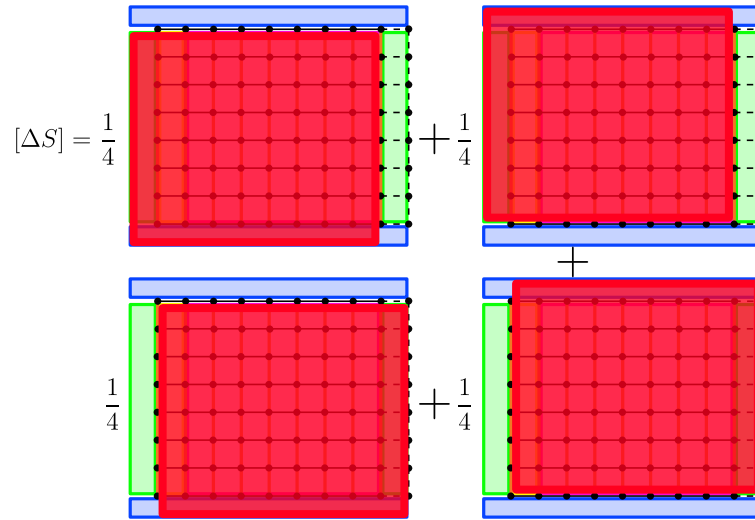


FIGURE 4.23 – Matrice $[\Delta S]$

section 3.3.2, nous avons tronqué les courbes de couple et d'effort axial afin de ne pas considérer les efforts agissants autour de l'arête centrale de l'outil (zone hachurée sur la figure 3.12). Dans cette partie, nous allons nous servir de cette portion des efforts que nous avons mis de côté pour caler le modèle d'effort d'indentation. On remarque qu'il y a une petite portion des arêtes de coupe présente dans la zone hachurée. Afin de séparer la part des efforts dus à la coupe des efforts dus à l'indentation, on associe à ces petites portions d'arête les mêmes coefficients de coupe que ceux déterminés pour les arêtes élémentaires adjacentes. Ensuite, on soustrait cet effort de coupe estimé de l'effort mesuré agissant dans la zone hachurée. On estime que l'effort résultant de cette soustraction est l'effort due au phénomène d'indentation. De cette manière, on estime l'effort d'indentation appliqué sur l'outil pour les différentes vitesses d'avance testées. Les valeurs relevées sont indiquées sur la figure 4.24 b) par la courbe bleue en trait interrompu. On compare les relevés expérimentaux aux efforts d'indentation simulés pour différentes valeurs du coefficient K_p .

La figure 4.24 a) illustre les efforts d'indentation simulés pour une valeur de $K_p = 6000$ MPa à différentes vitesses d'avances. Pour ces simulations, on supprime les oscillations axiales et les mouvements latéraux de l'outil. Ainsi, à l'instant $t=0$ le fond du perçage est une surface plane et l'arête centrale de l'outil coïncide avec le fond à l'altitude $z=0$. On simule ensuite l'enfoncement de la pointe de l'outil jusqu'à atteindre un effort

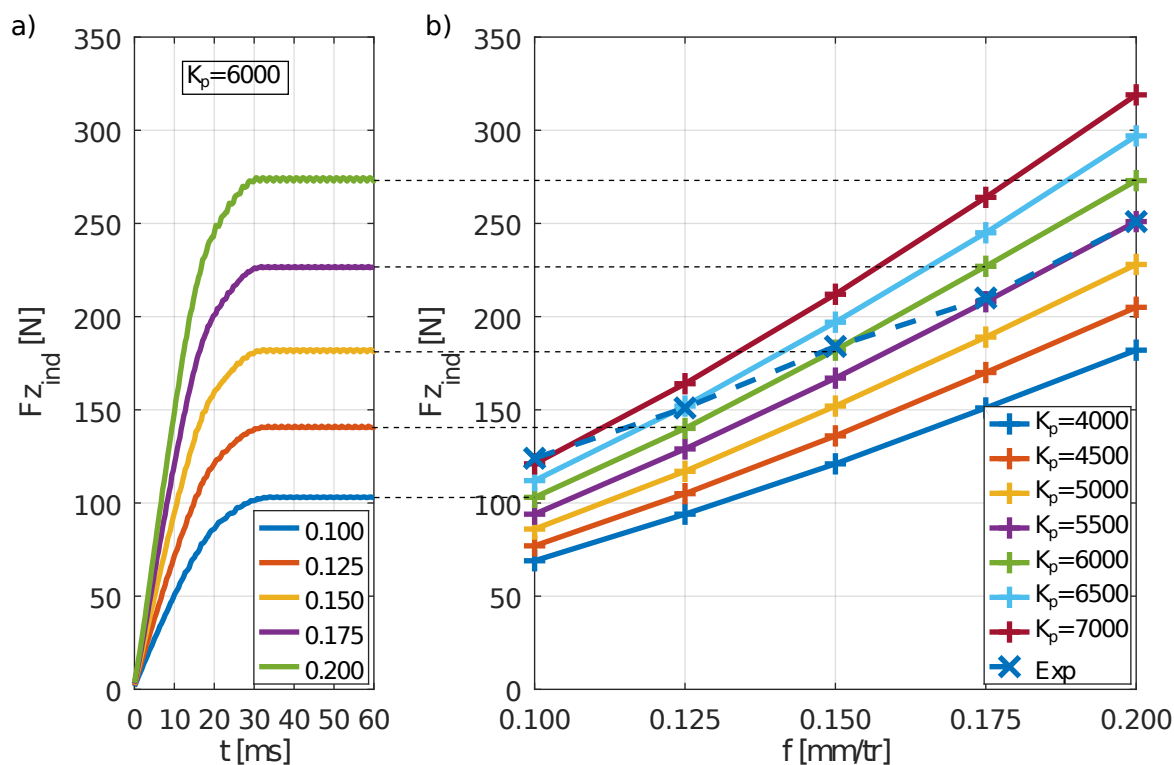


FIGURE 4.24 – Détermination de K_p : a) Efforts axiaux d'indentation simulés avec $K_p = 6000$ MPa lors de la phase de pénétration de la pointe dans la matière. b) Efforts axiaux d'indentation maximaux rapportés en fonction de l'avance de l'outil. En traits pleins les valeurs simulés pour différentes valeurs de K_p . En trait interrompu les valeurs relevées expérimentalement.

d'indentation constant appliqué sur l'outil. La valeur d'effort d'indentation atteinte est reportée sur le graphique 4.24 b).

Finalement, on retient la valeur de $K_p = 6000$ MPa pour le coefficient du modèle d'indentation.

4.3.6 Cas d'application

Pour cette application, nous reprenons les mêmes données que celles utilisées pour l'analyse de la stabilité dans le domaine fréquentiel réalisée au chapitre 4.2. Cependant, nous devons tout de même ajouter les données relatives aux coefficients du modèle d'indentation, soit les coefficients K_p et μ .

Conditions initiales Nous avons vu dans la partie consacrée à la modélisation de l'effort de coupe qu'il est nécessaire de prendre en compte la position de l'outil à l'instant t , mais également aux instants $t - T$, $t - 3T$ et $t - 4T$. Par conséquent, il est nécessaire d'introduire comme conditions initiales la vitesse et la position de l'outil durant une période de $4T$ précédant le premier instant de calcul. Afin de produire une excitation sur l'outil, on introduit comme conditions initiales une trajectoire générant un perçage

trilobé. On définit les conditions initiales suivantes :

$$\vec{Y}_1(k) = \begin{pmatrix} A_{init} \cos(2k\Omega T) \\ A_{init} \sin(2k\Omega T) \end{pmatrix} \quad \vec{Y}_2(k) = \begin{pmatrix} -2A_{init}\Omega \sin(2k\Omega T) \\ 2A_{init}\Omega \cos(2k\Omega T) \end{pmatrix} \quad k \in [-4m, 0] \quad (4.135)$$

Ce mouvement correspond à une rotation de l'axe de l'outil dans le sens inverse au sens de rotation de l'outil à une fréquence égale au double de la fréquence de rotation de l'outil. On choisit d'initialiser le mouvement de l'outil avec un défaut A_{init} de 0,01 mm. Cette amplitude de mouvement imposé génère un défaut de circularité de 0,02 mm.

Paramètres du modèle Comme mentionné précédemment, on reprend les paramètres de structure, les coefficients et paramètres de coupe utilisés dans le chapitre 4.2. Nous mentionnerons ici les paramètres supplémentaires relatifs au modèle d'indentation et à la discrétisation temporelle utilisée.

Les paramètres relatifs à la discrétisation du fond du perçage sont présentés dans le tableau 4.4.

TABLE 4.4 – Cas étudié : paramètres de discrétisation du fond

| | | |
|----------------------|---------------------|-----|
| Diamètre du maillage | $D_{maillage}$ [mm] | 0,8 |
| Nombre d'éléments 1D | n_{indent} | 70 |
| Nombre de sections | n_{sec} | 360 |

Le schéma d'intégration temporelle utilisé est un schéma d'Euler explicite. Ce schéma nécessite l'utilisation d'un pas d'intégration T_e très petit pour fournir une approximation acceptable de la solution. Le choix du pas est également réalisé afin de s'assurer que le calcul soit stable numériquement. En conséquence, nous fixons le pas d'intégration T_e à 0,001 millisecondes.

Résultats Nous avons simulé une durée de perçage correspondant à 7 tours complets de rotation d'outil. Lors des deux premiers tours, nous imposons à l'outil le mouvement associé aux conditions initiales afin d'initialiser la géométrie du fond du perçage. Une fois ces deux premiers tours réalisés, le calcul dynamique tel qu'exposé dans la section 4.3.2 est lancé.

La figure 4.25 a) illustre avec la courbe bleue la trajectoire axiale de l'outil lors de ces 7 tours. On trouve en rouge la fonction indicatrice g_0 valant 1 lorsque les arêtes de l'outil coupent et 0 sinon. Le mouvement d'oscillation étant réglé avec un rapport $k_{osc} = \frac{3}{2}$, on observe 10,5 périodes d'oscillations sur les 7 tours. La figure 4.25 b) offre une vue zoomée sur une phase de coupe en particulier. Cette phase est décomposée en 8 instants particuliers afin de décrire les différentes étapes par lesquelles passe le procédé de perçage vibratoire et les déplacements latéraux de l'outil induits. Du point de vue du mouvement axial et de la coupe des arêtes de l'outil, on propose la décomposition du procédé suivante :

1. Points 1 et 2 : Les arêtes de coupe ne sont pas dans la matière, l'outil descend avec une vitesse qui diminue progressivement.
2. Points 3 et 4 : Les arêtes de coupe sont dans la matière, un copeau est généré. L'outil continue sa descente et décélère jusqu'à atteindre une vitesse axiale nulle au point 4.
3. Points 5 à 7 : Les arêtes de coupe sont dans la matière, un copeau est généré. L'outil remonte progressivement jusqu'à sortir de la matière.

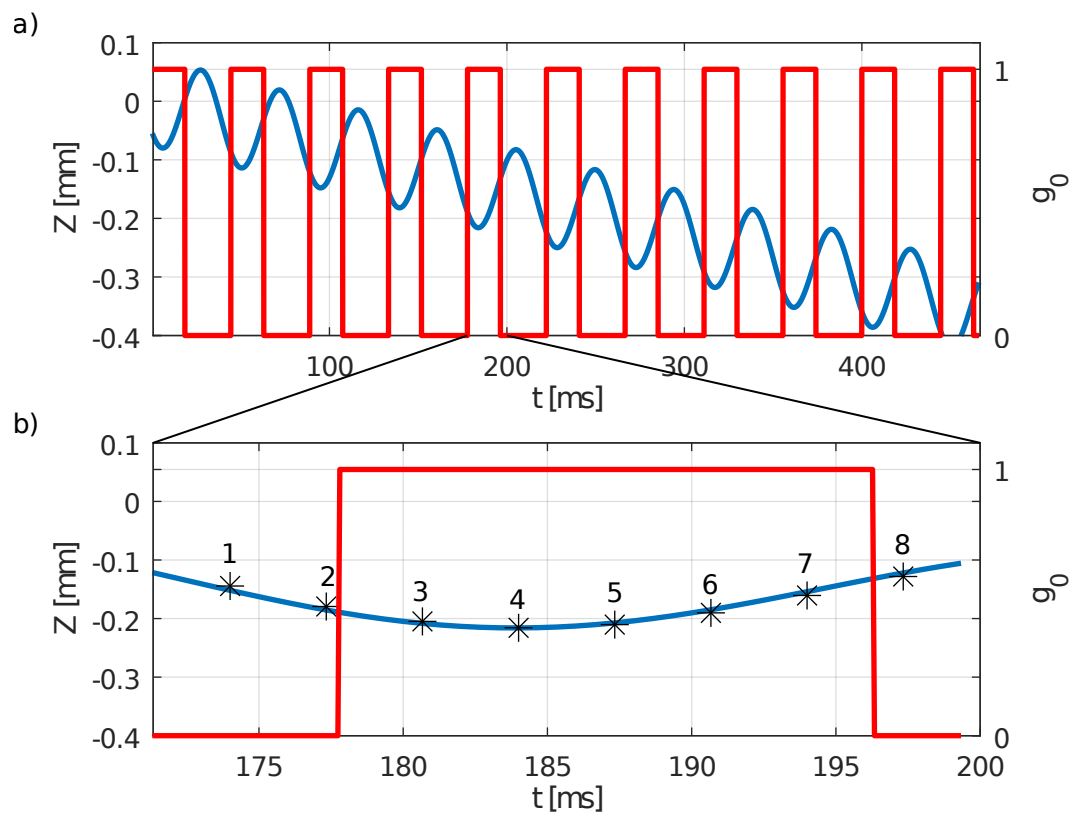


FIGURE 4.25 – Trajectoire axiale de l’outil et fonction indicatrice g_0 . a) Vue sur la durée complète de simulation b) Zoom sur une phase de coupe d’un copeau décomposée en 8 instants (étoiles numérotées).

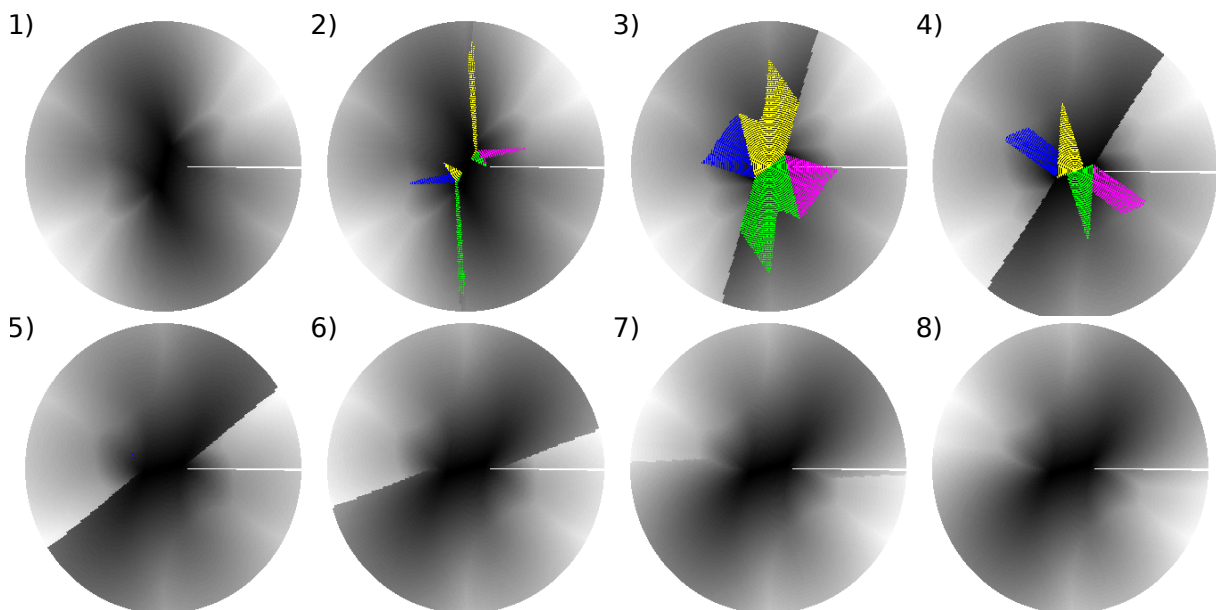


FIGURE 4.26 – Évolution de l’interaction entre l’outil et le fond du perçage.

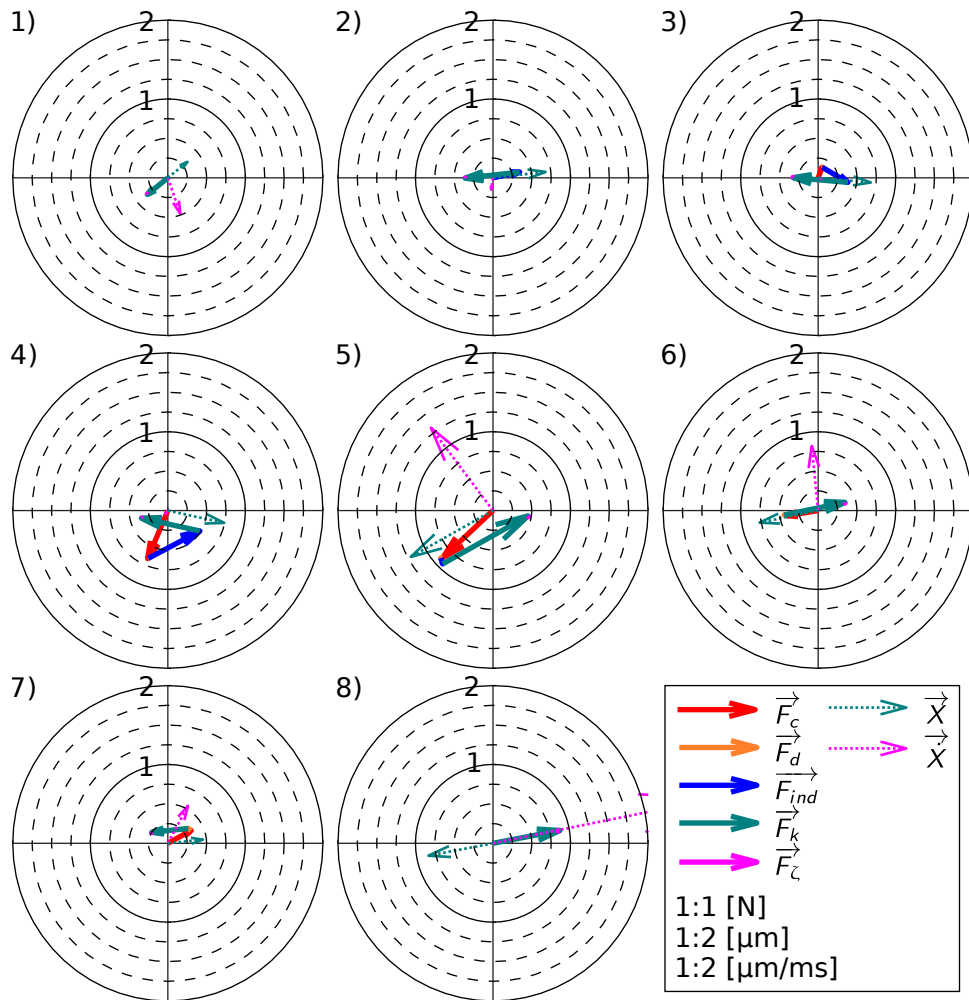


FIGURE 4.27 – Diagrammes des efforts et déplacements agissant sur l'outil.

4. Point 8 : L'outil est hors matière, en oscillations libres.

Les figures 4.26 et 4.27 reprennent la numérotation associée aux points de la figure 4.25 b). La figure 4.26 représente l'évolution de la géométrie du fond du perçage. Le dégradé de gris donne l'évolution relative de l'altitude des points du maillage. Les points colorés représentent les nœuds du maillage générant un effort d'indentation sur l'outil. Une couleur est associée à chaque dépouille. Les nœuds interférant avec les dépouilles (P11) et (P12) sont respectivement en vert et en jaune ; les nœuds interférant avec les dépouilles (P21) et (P22) sont respectivement en magenta et en bleu. La figure 4.27 représente sous la forme de diagrammes polaires l'évolution des efforts appliqués sur l'outil, la position et la vitesse transversale du centre de l'outil. L'échelle des diagrammes doit être considérée en fonction de la grandeur observée. Pour les efforts exprimés en Newton, il y a un rapport d'échelle de 1 pour 1. Cependant, pour la position exprimée en μm et la vitesse en $\mu\text{m}/\text{ms}$, il y a un rapport de 1 pour 2 sur les graduations. Ainsi, lorsqu'on lit que le vecteur \vec{X} a une norme égale à la graduation numérotée 1, cela signifie que la norme exprimée en μm de ce vecteur est de $2 \mu\text{m}$. Sur ces diagrammes, on retrouve deux types d'efforts. Nous avons tout d'abord les efforts issus de phénomènes de coupe, d'amortissement du process et d'indentation : \vec{F}_c , \vec{F}_d et \vec{F}_{ind} . Nous trouvons également les efforts issus de la réaction de la structure : \vec{F}_k et \vec{F}_c , représentant les efforts dus à la raideur de la structure et à l'amortissement de celle-ci. L'ensemble de ces efforts constitue les efforts extérieurs appliqués à la masse modale équivalente du système usinant. Sur les diagrammes, on représente ces efforts sous la forme d'une somme vectorielle. Le résultat donne une représentation de l'application du principe fondamental de la dynamique. La somme vectorielle étant différente du vecteur nul, elle représente la quantité d'accélération $m\vec{X}$ appliquée au système usinant, avec m la masse modale équivalente et \vec{X} l'accélération du point O_1 associé au centre de la pointe de l'outil. Désormais, nous avons tous les éléments pour décrire l'évolution de la situation du procédé de la phase 1 à 8.

A l'instant correspondant au point numéro 1, la fonction indicatrice g_0 est égale à 0 (fig. 4.25 b)), les arêtes de coupe ne sont pas engagées dans la matière. De plus, on constate sur la figure 4.26 qu'il n'y a aucune interaction entre les nœuds du maillage du fond du perçage et l'outil. La pointe de l'outil est en oscillation libre. Cela se confirme sur le diagramme de la figure 4.27 par le fait qu'il n'y a aucun effort de coupe, d'amortissement du process ou encore d'indentation. Le seul effort notable appliqué sur l'outil est l'effort de rappel \vec{F}_k dû à la raideur de la structure. L'effort de rappel \vec{F}_k et le vecteur position \vec{X} sont de même direction et de sens opposés. L'orientation du vecteur vitesse \vec{X} est quasiment perpendiculaire au vecteur position. Cela traduit un mouvement quasi circulaire de l'outil.

Au point 2, la fonction indicatrice g_0 est toujours égale à 0, mais l'outil est très proche de commencer à générer de la coupe. La vitesse d'avance de l'outil tend à le faire pénétrer dans la matière. On constate sur la figure 4.26 qu'il commence à y avoir des interactions entre l'outil et le fond du perçage. L'outil "atterrit" sur le fond du perçage. Le diagramme polaire associé à cet instant montre qu'il y a principalement deux types d'efforts radiaux appliqués à l'outil : l'effort de rappel \vec{F}_k et l'effort d'indentation \vec{F}_{ind} . La somme de ces deux efforts conduit à une résultante dont la norme est très faible, de l'ordre de 0,3 N. L'action de l'effort d'indentation tend à réduire très fortement la vitesse de déplacement latérale de l'outil. A cet instant, elle n'est plus que de l'ordre de $0,5 \mu\text{m}/\text{ms}$.

Lors de l'instant numéroté 3, la fonction indicatrice g_0 vaut 1, les arêtes de coupe génèrent un copeau. Cela se traduit sur la représentation du fond par les deux ruptures net du dégradé de gris représentant l'altitude des points du maillage du fond. A cet

instant, la vitesse d'avance de l'outil diminue mais est encore suffisamment importante pour provoquer une interférence importante entre le fond et les dépuilles de l'outil. Cela se traduit par la surface importante couverte par des points générant un effort d'indentation. Le diagramme polaire montre l'apparition d'une composante radiale à l'effort de coupe \vec{F}_c (vecteur rouge). Cette composante est somme toute assez faible. Cela indique que la grandeur variation de position $\overrightarrow{\Delta X}$ n'est pas très importante. A cet instant le terme variation de position s'écrit en fonction de la position à l'instant t et la position à l'instant $t - T$. On en conclut que l'outil est presque revenu à la position qu'il avait il y a un demi-tour. Le diagramme des efforts est presque fermé, la somme vectorielle très proche de zéro et la vitesse de déplacement latérale quasi-nulle. L'outil est en position quasi-statique.

A l'instant suivant (numéro 4), la vitesse d'avance est quasiment nulle. l'interférence entre le fond du perçage et les dépuilles de l'outil est principalement due au mouvement de rotation de l'outil. A cet instant, le terme $\overrightarrow{\Delta X}$ change de composition. Précédemment, il s'écrivait $\overrightarrow{\Delta X} = \vec{X}(t) - \vec{X}(t - T)$. Désormais, il s'écrit : $\overrightarrow{\Delta X} = \vec{X}(t) - \vec{X}(t - 4T)$. Or, la position $\vec{X}(t)$ change peu en comparaison aux instants précédent. Par conséquent, on observe une augmentation de l'effort de coupe \vec{F}_c dû à l'augmentation de la norme de $\overrightarrow{\Delta X}$. Cependant, l'effort de coupe est presque compensé par l'effort d'indentation \vec{F}_{ind} et l'effort de rappel \vec{F}_k .

A l'instant numéro 5, l'outil a commencé à remonter. le changement de sens de la vitesse d'avance est à l'origine de la suppression de l'effort d'indentation. Il n'y a plus d'interférence entre le fond du perçage et les dépuilles de l'outil. Le fait qu'il n'y ait plus ce phénomène amortissant permet à la vitesse de déplacement \vec{X} d'augmenter sensiblement sous l'effet d'un effort de coupe encore conséquent, due à un nouveau changement dans l'expression du terme variation de position : ici $\overrightarrow{\Delta X} = \vec{X}(t) - \vec{X}(t - 3T)$. Le fait qu'il n'y ait plus d'effort d'indentation à partir de cet instant permet à l'outil de changer de position plus facilement. On le constate aux instant suivants 6 et 7 avec une variation plus conséquente que précédemment des vecteurs position et vitesse.

Finalement, la dernière situation exposée est le numéro 8. A cet instant, les arêtes de l'outil ne sont plus engagées dans la matière, la fonction g_0 vaut 0. Il n'y a ni effort d'indentation, ni effort de coupe. L'outil n'est soumis qu'aux efforts dus à la réaction de la structure, l'effort de rappel \vec{F}_k et l'effort \vec{F}_{zeta} dû à l'amortissement structural. On remarque que la norme du vecteur vitesse a fortement augmenté. De plus, elle est colinéaire au vecteur position. L'outil est dans un régime d'oscillations libres et tend à balancer dans un mouvement de va-et-vient suivant la direction donnée par les vecteurs vitesse et position.

Le lecteur aura noté que nous n'avons pas évoqué l'effort d'amortissement du process \vec{F}_d (vecteur orange) et l'effort dû à l'amortissement de la structure \vec{F}_ζ (vecteur magenta) lors de la description des diagrammes d'effort. Cela est la conséquence de la vitesse de déplacement latérale particulièrement faible lors des différentes phases décrites. On peut conclure que l'effort d'indentation est l'effort amortissant dominant lors de l'enfoncement de la pointe du foret. C'est une information importante qui doit nous aider à choisir sur quelle partie du modèle nous devons à l'avenir concentrer nos efforts d'amélioration.

4.3.7 Conclusion

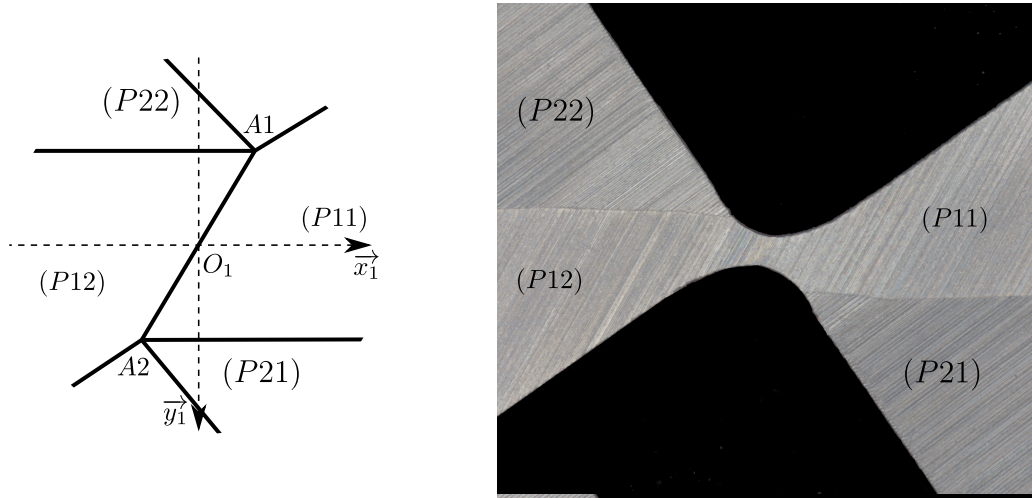


FIGURE 4.28 – Comparaison entre la pointe modélisée et la géométrie réelle

A notre connaissance, la modélisation des déplacements latéraux de l’outil en perçage vibratoire à oscillations forcées proposée est la première à prendre en compte de manière explicite la complexité de la géométrie locale de l’outil autour de l’arête centrale. De plus, le modèle proposé est stable et ne génère pas de vibrations à des fréquences supérieures à la fréquence propre de l’outil bien que nous ayons conservé le caractère dynamique de la simulation. Cela est une réelle avancée par rapport à ce qui est relaté dans la littérature actuellement. Nous pouvons estimer que nous sommes sur une stratégie de modélisation encourageante quand à sa capacité à refléter fidèlement les situations de perçages testées expérimentalement.

Dans l’état actuel du modèle, il est difficile de réaliser une véritable comparaison avec l’expérimental. En effet, nous avons pu montrer dans la première partie de ce manuscrit que d’infimes variations géométriques autour de l’arête centrale sont sources de modifications importantes du comportement des outils. Or, nous avons procédé à quelques simplifications de la géométrie modélisée par rapport à la réalité. La figure 4.28 illustre ces simplifications. En particulier, nous avons fait le choix de rejoindre aux mêmes points $A1$ et $A2$ respectivement les dépouilles $(P12)$, $(P22)$, $(P32)$ et $(P11)$, $(P21)$, $(P31)$. La réalité est plus complexe, avec la présence de rayons de raccordement au niveau des points $A1$ et $A2$. Améliorer la description de la géométrie de l’outil dans cette zone ne présente pas de difficultés majeures autre que la traduction en objets mathématiques des différents éléments géométriques à prendre en compte pour la détection des interactions entre l’outil et le fond du perçage. A ce titre, il me semble que ce doit être considéré comme une priorité. Cela permettra d’éliminer l’incertitude liée à l’approximation actuelle de la description géométrique de l’outil. Nous serons alors en mesure de réaliser une véritable confrontation avec les données expérimentales associées. Nous pourrions évaluer les limites du modèle liées à la modélisation de l’effort de contact et envisager d’améliorer la modélisation de la physique associée au contact entre le fond et l’outil. Cela n’a pas pu être fait dans le délai imparti à cette thèse.

Cependant, cette première expérience nous permet de mieux cibler où il sera à l’avenir nécessaire de concentrer nos efforts, bien qu’une véritable analyse de sensibilité du modèle devra être conduite. On a montré que les efforts induits par la partie fonctionnelle

autour de l'arête centrale sont d'ordre un comparés à d'autres phénomènes amortissant, en particulier l'amortissement de la structure et l'amortissement associé au processus de coupe via l'écoulement de la matière sous la face de dépouille. Ainsi, c'est bien autour de la définition des efforts dans cette zone que doivent se diriger nos travaux.

Conclusion générale

Ce manuscrit s'est attaché à mieux comprendre les liens entre la géométrie des outils, les moyens de perçage employés, et le matériau usiné, sur la qualité géométrique des trous réalisés au foret. Il s'intéresse plus particulièrement à évaluer les défauts obtenus en perçage vibratoire à oscillations forcées à l'aide d'une machine UPA, mais pas exclusivement. Après un état de l'art ayant permis d'évaluer quelles sont les spécificités du perçage vibratoire, puis une revue des travaux traitant de la formation de la géométrie des trous, nous avons pu relever qu'il y avait des manques dans l'étude expérimentale de la qualité de ceux-ci. Les indicateurs utilisés pour décrire la géométrie des trous ne permettent pas d'acquérir une représentation détaillée de la géométrie observée. De plus, la méthode statistique ANOVA souvent utilisée, est dénaturée par le non respect de certaines conditions fondamentales nécessaires à son application, en particulier la condition d'homoscédasticité de la variance. La conjonction d'indicateurs de la qualité des trous peu représentatifs et des méthodes statistiques non satisfaisantes, conduisent à un mauvais pouvoir de discrimination des différentes situations étudiées, les tendances étant noyées dans le bruit.

Ainsi, il est apparu nécessaire de proposer une nouvelle méthodologie pour décrire puis comparer différentes situations de perçage. La description des trous exposée dans ce manuscrit reprend l'idée originale de Endo [21] en la complétant. Endo [21] avait eu l'idée de suivre l'évolution de l'amplitude du troisième harmonique du défaut de circularité. Cependant, il n'a pas apporté une représentation complète de la surface des trous. De ce fait, nous avons généralisé le principe du suivi d'indicateurs associés à une multitude de sections des trous répartis le long de l'axe. Ces indicateurs permettent de suivre l'évolution de l'agrandissement généré par l'outil, du défaut de circularité total, l'amplitude des différents harmoniques du défaut de circularité en absolu et en relatif, et enfin l'évolution de la phase des harmoniques. Tous ces indicateurs sont utilisés pour définir la géométrie d'un perçage en particulier. Cela définit la signature du procédé sur la surface du trou. Ensuite, une partie de ces indicateurs : l'agrandissement, le défaut de circularité, puis l'amplitude des harmoniques en absolu, sont utilisés pour réaliser des comparaisons statistiques de différents échantillons issus de divers procédés de perçage. L'utilisation de ces indicateurs à des fins de comparaison statistique est le principal apport de cette partie des travaux de la thèse. La géométrie moyenne et la dispersion associée des échantillons ainsi décrites conduisent à une méthodologie de comparaison statistique avec un très bon pouvoir discriminant. Cela permet d'obtenir des conclusions solides malgré l'utilisation d'échantillons avec un nombre restreint d'éléments (entre 7 et 10). De plus, avec la méthodologie employée, l'hypothèse d'homoscédasticité n'est pas nécessaire. Cela va même plus loin, nous sommes en mesure de quantifier et de comparer les dispersions observées dans les différents échantillons via la comparaison des écart-types.

L'efficacité de la méthode proposée a été démontrée via la présentation de deux études

de cas. La première étude s'attache à analyser l'influence du jeu entre le canon et l'outil lorsqu'on utilise une UPA. La seconde investigate l'influence de légères variations dans l'affûtage de la pointe des outils utilisés avec divers moyens de perçage.

Ainsi, nous avons pu conclure que le jeu entre le canon et l'outil influe peu sur les diamètres des trous, par contre la circularité des sections est impactée. Nous avons pu préconiser de ne pas utiliser de canons ayant un jeu de plus de $30\ \mu\text{m}$ car on observe des modifications dans les phénomènes assurant le guidage de l'outil au-delà de cette valeur.

La seconde étude a montré l'importante sensibilité de la qualité géométrique des trous à la géométrie de la pointe définissant la zone autour de l'arête centrale de l'outil, principalement générée par l'opération d'amincissement d'âme du foret. De plus, nous pouvons noter que la mise en œuvre d'un même outil dans différentes situations de perçage, à savoir en perçage conventionnel, en perçage vibratoire sur centre d'usinage, ou encore en perçage vibratoire sur UPA, conduisent à des trous dont les surfaces ont des profils différents. Cela montre bien que le procédé de perçage doit être appréhendé dans son ensemble, sous une forme systémique prenant en compte l'affûtage de l'outil, le matériau percé, les caractéristiques de la structure définissant le moyen de perçage, ainsi que les mouvements de corps rigide propre à chaque procédé (avance linéaire ou avance linéaire + oscillations).

Les méthodes développées dans cette partie ont été implémentées dans une application mise à disposition des ingénieurs du centre de recherche de Tivoly. Ainsi, ces méthodes font désormais partie des outils d'usage courant pour l'analyse des cas industriels étudiés quotidiennement par les ingénieurs d'application de l'entreprise.

Fort du constat établi en fin de première partie de ce manuscrit, nous nous sommes attaché à modéliser les vibrations latérales des forets en perçage vibratoire.

Le premier élément essentiel pour modéliser ces vibrations est d'identifier les efforts dus à la coupe agissant sur les arêtes du foret, et en particulier les composantes transversales de ces efforts. Une procédure d'estimation des efforts le long des arêtes des forets a été proposée. Son originalité repose sur le fait que l'identification des efforts se fait avec des essais de perçage conventionnel, sans supprimer la symétrie du procédé. Cela permet de réaliser les identifications aisément et en étant au plus près de la situation réelle de coupe rencontrée lors du procédé. La méthodologie repose sur la discrétisation des arêtes en arêtes élémentaires, puis on associe un modèle d'effort à chaque arête dont les coefficients sont calculés via la méthodologie du couple arête/matière appliquée aux relevés d'efforts axiaux et de couple.

Deux modélisations ont été développées, l'une étant une analyse de la stabilité dans le domaine fréquentiel, l'autre une simulation temporelle de la dynamique de l'outil. Ces modèles permettent d'aborder la problématique de la qualité des trous sous l'approche systémique évoquée précédemment. Le choix a été fait de limiter l'étude à un moment bien particulier du perçage : lorsque la pointe est totalement dans la matière mais les listels ne sont pas encore entrés. Cet instant est critique pour le bon déroulé de l'opération. Les efforts de coupe générés par la formation du copeau sont maximum car les arêtes sont pleinement engagées dans la matière. Or, l'amortissement lié aux listels n'intervient pas encore. Ainsi, si l'outil a un comportement stable à cet instant, tout laisse à penser qu'il le sera par la suite et générera une bonne qualité de trou. Comme évoqué précédemment, les modèles doivent prendre en compte tout ce qui intervient dans la mise en œuvre du procédé. Ainsi, on retrouve l'utilisation d'un modèle d'effort de coupe, faisant le lien

entre la géométrie de la pointe de l'outil, le matériau percé et la formation du copeau. Puis, nous retrouvons la modélisation du comportement dynamique de la structure outil + machine, défini à l'aide d'essais d'impact et d'une analyse modale associée. Enfin, les efforts d'indentation générés autour de l'arête centrale de l'outil ont pu être pris en compte dans la modélisation temporelle.

L'analyse de la stabilité dans le domaine fréquentiel fut réalisée avant la modélisation dans le domaine temporel. Lors de cette première modélisation, nous avons négligé les efforts d'indentation autour de l'arête centrale de l'outil, principalement à cause de la difficulté à proposer un modèle linéaire global représentatif des efforts dans cette zone. Ainsi, nous modélisons une opération dite d'agrandissement, afin d'exclure la zone autour de l'arête centrale. Cette modélisation nous a permis d'explicitier les particularités qu'impose le mouvement de corps rigide de l'outil en perçage vibratoire sur l'écriture des équations régissant la stabilité du procédé. En particulier, nous avons pu voir qu'il était nécessaire de prendre en compte plusieurs termes retards agissant de manières successives dans la définition des efforts dynamiques. Cependant, les outils employés pour analyser la stabilité dans le domaine fréquentiel s'accommodent mal de la forte discontinuité de la coupe en perçage vibratoire. Cette modélisation est un passage intermédiaire vers la modélisation plus complète dans le domaine temporel.

La modélisation dans le domaine temporel reprend l'ensemble des éléments de l'analyse de la stabilité dans le domaine fréquentiel, à savoir :

- Le modèle d'effort de coupe,
- le modèle d'effort d'amortissement du process,
- le modèle équivalent de la structure à deux degrés de liberté,

tout en ajoutant les efforts issus du processus d'indentation autour de l'arête centrale de l'outil.

Le modèle d'indentation proposé est en mesure de tenir compte de la complexité de la géométrie de la pointe de l'outil. C'est un réel plus par rapport à l'existant, en particulier si l'on compare le modèle proposé à la formulation exposée par Bayly [5], décrite en début de chapitre 4. Le modèle implémenté ici est bien plus à même de reproduire les tendances observées expérimentalement lors de l'étude des variations de la géométrie de la pointe. De plus, notre modélisation a montré quelle était stable malgré le fait que l'on conserve une modélisation dynamique et pas seulement un modèle quasi-statique. Cela montre que notre modélisation des efforts est à même de reproduire les effets amortissant observés expérimentalement, sans que des vibrations à hautes fréquences n'apparaissent. Si la modélisation proposée doit encore faire l'objet d'un certain nombre d'améliorations que nous détaillerons dans les perspectives, le chemin parcouru donne des gages importants vers la réussite d'un modèle pouvant être à terme confronté à l'expérimental.

Perspectives

Etude expérimentale de la qualité géométrique des trous

La représentation spectrale de la géométrie des trous présentée dans la première partie de ce manuscrit nous a permis d'établir des comparaisons statistiques robustes entre différentes configurations de perçage. Cependant, les comparaisons proposées se limitent à des comparaisons deux à deux, sans traiter la variation des paramètres dans le temps. Or, l'étude des procédés comprend souvent un volet autour de l'évolution dans le temps des paramètres étudiés, en particulier pour comprendre l'influence de l'usure des outils sur le déroulé des opérations. Ce type d'analyse fait appel en statistique aux outils développés pour l'étude des séries chronologiques. Il me semble que ce type d'analyse mérite d'être mise en œuvre en association avec les paramètres définis pour la description de la géométrie des trous. Cela compléterait le tableau dressé dans les analyses précédentes. Par exemple, nous avons vu que pour l'étude du jeu canon, nous avons randomisé l'impact de l'usure sur l'ensemble des configurations testées. En ajoutant une analyse de la série chronologique associée à l'ordre de réalisation des perçages, nous serions en mesure de distinguer la part de l'évolution des défauts liée à l'usure de l'outil de la part des défauts intrinsèque aux différentes configurations testées.

Modélisation des vibrations latérales des forets en perçage vibratoire à oscillations forcées

Les modélisations des vibrations latérales des forets proposées dans la seconde partie de ce manuscrit font appel à plusieurs éléments caractéristiques :

- Un modèle d'effort de coupe.
- Un modèle d'effort d'amortissement du process.
- Un modèle équivalent de la structure outil+machine réalisant l'opération de perçage.
- Un modèle d'effort d'indentation pour la modélisation dans le domaine temporel.

Concernant le modèle d'effort de coupe, nous avons choisi d'utiliser un modèle linéaire, où la variation d'effort de coupe est proportionnelle à la variation d'épaisseur de copeau coupé. Ce type de modèle d'effort est presque indispensable pour pouvoir réaliser une analyse de la stabilité purement analytique comme présentée dans le chapitre 4. En effet, les outils d'analyse utilisés ne traitent que des équations différentielles linéaires, ce qui limite leurs champs d'application. Cependant, afin de s'affranchir de cette contrainte liée à la linéarité, et prendre en compte les phénomènes d'indentation autour de l'arête centrale de l'outil, nous avons réalisé une modélisation dans le domaine temporel. De ce fait, nous pourrions à l'avenir imaginer utiliser des modèles plus à même de représenter les efforts

lorsque l'épaisseur de copeau coupé est très faible, tel que le modèle fractionnaire proposé par Paris [53].

La modélisation de la structure peut également faire l'objet d'améliorations. Nous avons utilisé une représentation ayant deux degrés de libertés permettant de représenter les mouvements latéraux de l'outil. C'est indispensable pour espérer modéliser la formation de la géométrie des trous. Cependant, nous avons pu noter qu'il y a des différences importantes dans les résultats expérimentaux obtenus en perçage sur centre d'usinage et avec l'UPA. Une des hypothèses que nous pouvons avancer est qu'au-delà de la plus grande flexibilité latérale de l'UPA, elle est également beaucoup plus flexible axialement que ce que l'on peut obtenir sur un centre d'usinage avec un porte-outil de perçage vibratoire. Or, Ladonne [38] a montré qu'ajouter une flexibilité axiale à la modélisation du perçage vibratoire à oscillations forcées sur centre d'usinage permettait d'améliorer la prédiction des efforts observés. L'ajout de cette flexibilité aura des conséquences à deux niveaux. Premièrement, le modèle d'indentation sera impacté car les conditions de définition des contacts seront modifiées, à savoir l'altitude de l'outil et le champ de vitesse relative des points du fond du trou par rapport à l'outil. De plus, le calcul des efforts de coupe sera également impacté. Actuellement, les angles d'entrée et de sortie de la matière sont définis a-priori via le mouvement de corps rigide appliqué à l'outil. Avec l'ajout de la flexibilité axiale, il conviendra de prendre en compte au cours du calcul l'évolution des paramètres définissant l'entrée dans la matière des arêtes de coupe et les termes-retards associés à considérer.

Enfin, dans le modèle d'indentation proposé, l'évolution de la géométrie du fond du perçage est due exclusivement à des considérations cinématiques. Il est évident que la réalité physique est plus complexe. L'indentation de l'outil provoque une déformation plastique du fond du perçage. Cette déformation plastique se fait à volume de matière constant. Par conséquent, il y a un écoulement de la matière vers le seul bord libre disponible : la surface du fond du perçage. A l'image de l'enfoncement d'un poinçon dans un massif qui provoque la formation d'un bourrelet autour de celui-ci, le fond du perçage se déforme en se soulevant localement autour de l'arête centrale. Le surplus de matière déplacée est ensuite évacué par la coupe de l'outil. Traduit dans notre modèle, cela conduit à modifier l'altitude des points du maillage autour de l'arête centrale pour prendre en compte la déformation plastique du fond. Cela doit entraîner une augmentation substantielle de la surface de contact entre le fond du perçage et l'outil. Prendre en compte finement la physique associée à ces phénomènes d'écoulement de la matière autour de l'arête centrale, nécessite l'utilisation de modèles de mécanique des solides déformables. Il vient vite à l'esprit d'envisager l'utilisation de modélisation de type éléments-finis à cette fin. Si cette hypothèse reste envisageable, il faut prendre en compte la capacité à associer ce type de modélisation avec les modèles d'effort de coupe. Il ne me semble pas raisonnable de tenter de modéliser l'ensemble des efforts : indentation et formation du copeau, avec une modélisation éléments-finis. Des couplages astucieux entre les différentes approches de modélisation sont à imaginer. Si l'on considère que le modèle cinématique proposé est une première approche intéressante, nous pouvons chercher à l'améliorer à la lumière des phénomènes physiques que nous venons d'évoquer. Par exemple, nous pourrions modifier les critères du modèle d'effort afin d'obtenir une estimation plus réaliste de la surface de contact entre le fond et l'outil. Actuellement, nous avons déterminé qu'il y avait contact lorsque, à minima, il y a une distance nulle entre un point du maillage et l'outil. Nous pourrions tout à fait modifier cette règle en définissant la distance entre le point et l'outil

comme la somme d'une distance cinématique (comme actuellement) et une correction due à la déformation plastique du fond du perçage. Une correction similaire pourrait être effectuée sur le champs de vitesse associé aux points du maillage, utilisé comme critère de détection du talonnage. Je laisse ouverte les hypothèses concernant la forme que devrait prendre ces corrections et la manière de les caler expérimentalement ou numériquement. Le dernier élément à prendre en considération est l'évaluation de la contrainte de contact (ou de l'effort local appliqué en chaque nœud du maillage). Actuellement, le modèle est particulièrement simple. L'application d'un modèle simple a le mérite de faire un choix assumé : celui de dire que l'évolution de l'effort d'indentation compris comme la somme de l'ensemble des efforts de contacts en tous points du fond, peut s'exprimer comme un effort moyen appliqué sur la surface de contact avec l'outil. On nuancera cette affirmation en rappelant qu'au-delà de la norme de la contrainte appliquée qui est identique sur toute la surface, nous changeons localement la direction de cette contrainte via l'application de la composante tangentielle en estimant la direction d'écoulement de la matière. A ce niveau, nous pouvons également objecter le fait que l'évaluation de la direction d'écoulement est soumise à caution, celle-ci ne prenant pas en compte le véritable champs de déplacement de la matière dû aux phénomènes évoqués précédemment. Cependant, au delà de l'effort macroscopique, l'analyse de la dynamique du procédé nécessite d'estimer avec le plus d'acuité possible la variation de l'effort pour une variation de position ou de vitesse donnée. Aujourd'hui, nous ne sommes pas en mesure d'estimer la justesse de notre modèle à ce niveau là. Doit-on considérer que la variation d'effort répond comme l'effort moyen appliqué, ou que les variations du champs de contraintes appliquées sur les surfaces en contact varient de manière importante et influent grandement sur la variation d'effort d'indentation global ?

Pour conclure, nous ne pouvons éviter d'évoquer le sujet des listels de l'outil. Nous nous sommes concentrés sur les paramètres définissant la pointe de l'outil. Les résultats expérimentaux que nous avons obtenus nous ont confirmé que c'est d'un intérêt majeur pour comprendre pourquoi un outil génère une bonne qualité géométrique des trous ou pas. Cependant, si nous voulons que les simulations proposées permettent de reconstituer l'ensemble du comportement de l'outil durant toute la durée de l'opération, il paraît évident que la contribution des listels ne pourra plus être ignorée.

Annexe A

Article CIRP CMMO 2019

17th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations

Identification of friction coefficients when drilling titanium TiAl6V4

Raphael Lorain^{a,b*}, Louis Olivier^b, Antoine Poggi^b, Frédéric Valiorgue^b, Joel Rech^b

^a TIVOLY, 50 rue de Molina, 42000 Saint-Etienne, France

^b University of Lyon, ENISE, LTDS CNRS UMR 5513, 58 Rue Jean Parot, 42000 Saint-Etienne, France

* Corresponding author. Tel.: +33 4 77 79 64 89. E-mail address: raphael.lorain@enise.fr

Abstract

This paper investigates the friction behaviour around a carbide drill when drilling titanium with an oil mist lubrication. It questions whether friction is constant along the cutting edge and along the margins. The application of specially designed tribometer reveals that tribological conditions on margins are fully different that the ones on rake and flank faces. Friction coefficients are quantified for both tribological conditions (open and closed tribosystem). The influence of contact pressure and of an AlCrN coating are also investigated. It is shown that friction varies a lot between both tribosystems, and that a closed tribosystem (i.e. margins) leads to much higher friction, adhesion and wear rate than an open tribosystem (i.e. flank faces).

© 2019 The Authors. Published by Elsevier B.V.

Peer-review under responsibility of the scientific committee of The 17th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations

Keywords: Drilling; Micro Quantity Lubrication; Friction; Titanium

1. Introduction

Titanium and its alloys have received considerable interest recently due to their excellent corrosion resistance, high strength-to-weight ratio, high strength at elevated temperatures, high melting point and biological compatibility. They are widely used in many applications, such as, aeronautical, automotive, military, medical industries, petrochemical and marine structures [1-2]. The TiAl6V4 alloy ($\alpha+\beta$) is the most common titanium alloy. Nonetheless, from machining point of view, titanium alloys are considered as one of the most difficult-to-cut material. It is claimed that, during machining processes, due to their low thermal conductivity, temperature at the tool-workmaterial interface, may be very high, which affects tool wear [3]. Additionally, their high chemical reactivity with tool materials accelerates wear.

Industry is willing to increase the productivity of their cutting processes. One of the ways of improvement concerns the development of numerical cutting models in order to predict the best cutting conditions and/or the best cutting tool design, which can provide the greatest improvement. Several

scientific papers have proposed important contributions to the numerical modeling of TiAl6V4 cutting [4-10]. These numerical are all focused on orthogonal cutting operations which is of high interest for the scientific community but it is far from cutting operations such as drilling. Drilling of titanium parts is of strategic interest for industry. It is only possible to report the work of [11-14] who started to model numerically titanium drilling operations.

The development of a numerical cutting model necessitates a large number of parameters, including a friction model between the workmaterial and the cutting tool. The scientific community regrets an important lack of knowledge on friction models at the tool-workmaterial interface [15]. In the context of TiAl6V4 alloys machining, this lack is even worse due to the narrow range of applications and to the price of this alloy, which limits practical investigations. As an example, some authors, such as [6], do not mention the values of friction coefficient in their model. Other authors, such as [9], consider that there is no friction during the machining of titanium alloys, whereas [4-5] consider that friction coefficient is constant to 0.52 on the rake face irrespective of the cutting

speed. [16] prefers to consider a constant value of 0.32 irrespective of the cutting speed. More complex friction models are considered by [7;15] with a sticking region close to the cutting edge, followed by a sliding region with a constant Coulomb friction coefficient. As far as numerical modelling of titanium drilling is concerned [11-14], the situation is even worse as all the models consider a constant friction coefficient along the cutting edges. This is not realistic as friction is strongly affected by sliding velocity, as shown by [17]. Sliding velocity varies with cutting speed. By the way, in drilling, the local cutting speed varies along the cutting edge. Near the axis (chisel edge), the local cutting speed is close to zero. At the opposite, near the margins, the local cutting speed is equal to the macroscopic cutting speed reported in any technical drilling report. So the sliding velocity around cutting edges and margins varies also from zero to the macroscopic cutting speed.

So there is a great necessity to improve knowledge on friction so as to limit the large deviation observed in the scientific literature. Indeed, [15;18] have shown that a large variation on friction modeling has a huge influence on contact temperature, which is of strategic interest to predict wear [19] and surface integrity [20]. So several authors have tried to improve friction models and especially in titanium cutting [21], that has shown the key influence of sliding speed and contact pressure.

However no paper has investigated the specific frictional behaviour in drilling. Indeed, as shown in Fig. 1, a drill is in contact with a workmaterial within three zones.

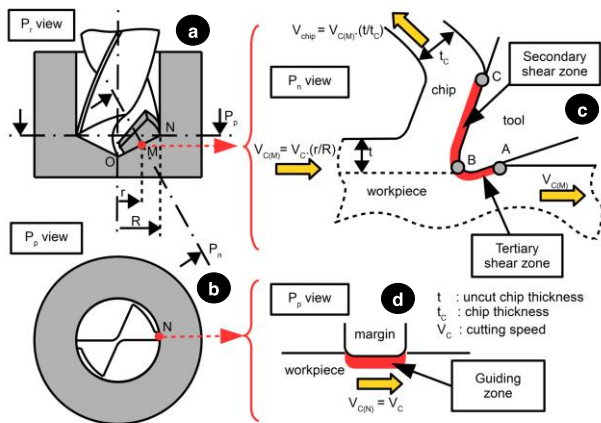


Fig. 1. Description of various friction zones in drilling (inspired by [22]) a) P_r view of drilling operation b) P_p view of drilling operation c) Contacts along the cutting edges. d) Contact on the margins

Along the cutting edge, the workmaterial is in contact in the secondary shear zone and in the tertiary shear zone (Fig. 1-c). These zones correspond to an open tribosystem as described by [17], which means that the workmaterial is only in contact once with the cutting tool material. In addition, the drill is also in contact with the workmaterial along its margins (Fig. 1-b & 1-d). This zone corresponds to a closed tribosystem, as the margin rubs the same surface during several revolutions. The number of revolution depends on elastic recovery and the thermal expansion of the

workmaterial. It depends also on the design of the drill and especially its back conicity. It is well known by scientists in tribology that a closed tribosystem behave differently than an open tribosystem. So the scientific question of this paper consists in investigating if friction coefficient can be assumed as similar or not between a flank face and a margin when modelling titanium drilling.

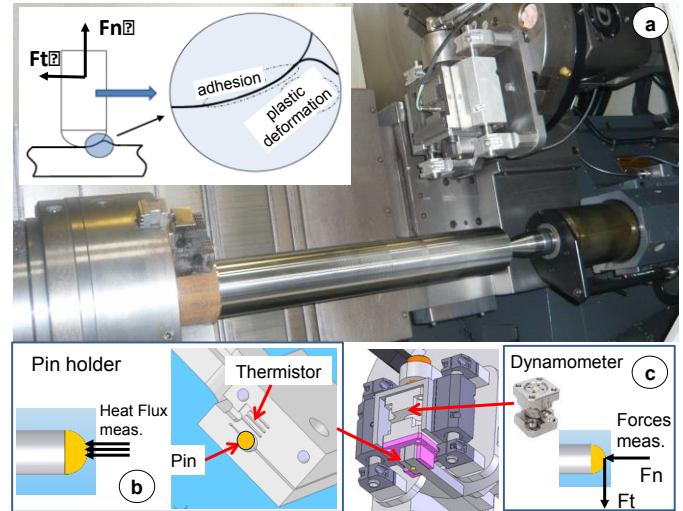


Fig. 2. Tribometer [17]. a) View of the tribometer b) Heat flux measurement system c) Forces measurement system

2. Experimental set-up

A special tribometer has been designed to characterize friction coefficients (Fig. 2) by [17]. This tribometer is based on a lathe and is instrumented with a dynamometer so as to provide the apparent (or macroscopic) friction coefficient μ_{app} that corresponds to the ratio between the tangential force F_t and the normal force F_n .

NB : The adhesive friction coefficient, that is required for numerical cutting models, can be determined from the apparent friction coefficient thanks to analytical or numerical post-treatments as described by [17].

As titanium is mainly drilled with carbide tools, pins are made of tungsten carbide WC/Co. Half of the pins have been tested without coating as it is the state of the art in titanium drilling, whereas the rest of pins have been coated with an AlCrN coating that is recommended by some coatings manufacturers. Pin's diameter have been ground to 9mm and polished to $Ra \approx 0.5 \mu m$.

The tribological conditions (sliding velocity and contact pressure) vary all along the cutting edge and along the margin. Indeed, sliding velocity is very small close to the chisel edge and reaches its maximum close to the margin. In addition, sliding velocity is different on the rake face (Fig. 1-c – zone BC) and on the flank face (Fig. 1-c – zone BA). It is lower on the rake face due to the chip compression ratio. It has been decided to focus our attention to the tribological phenomena close to the corner 'N' in Fig. 1-a. In this region, the sliding speed on the flank face and on the margin are similar and equal to the cutting speed V_c . It has been decided to consider a constant cutting speed of 25 m/min in this work which is in accordance with current industrial practice.

As discussed in the introduction, the main difference between the flank face and the margin comes from the tribosystem (open tribosystem for the flank face or closed tribosystem for the margin). This tribometer can be used to characterize friction coefficients of an open tribosystem (Fig. 3a) or a closed tribosystem (Fig. 3b). To move from one configuration to the other, it is only necessary to switch on/off the feed of the lathe.

Two contact pressures P have also been considered so as to evaluate its sensitivity on friction : 1200 and 1500 MPa corresponding to two normal forces F_n : 500 and 1000 N.

Friction tests have been performed with an oil mist applied in front of the friction zone so as to simulate the lubrication condition commonly applied when drilling titanium parts in many companies, such as AIRBUS.

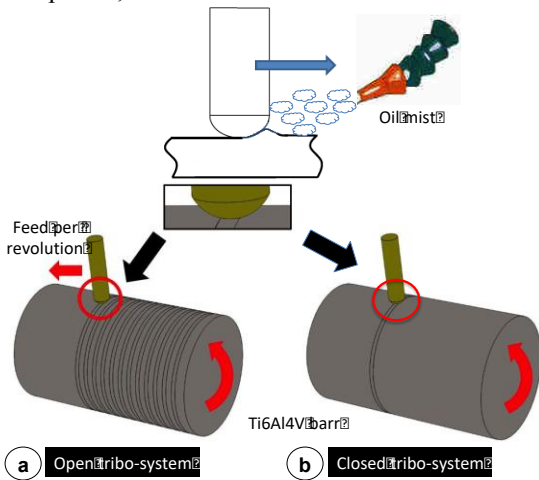


Fig. 3. Open- or closed-Tribosystem configuration.

3. Evolution of friction coefficient after a short duration

The tribometer has been applied so as to characterize apparent friction coefficient μ_{app} . For AlCrN coated and uncoated pins, as well as for two normal forces 500 and 1000 N. Both tribosystems (closed and open) have been tested. A friction tests last around 20 seconds so as to get a stable signal. Each configuration has been replicated 3 times. A new pin has been used for each test. So this section does not consider the influence of wear on friction. All the results are reported in Fig. 4.

Fig. 4-a and Fig. 4-b report the results for uncoated pins and AlCrN coated pins respectively. The order of magnitude of apparent friction coefficient is around 0.2-0.3 which is in accordance with previous results presented by [21]. Fig. 4 reveals that friction coefficients are always lower for the open tribosystem than for the closed tribosystem, irrespective of the presence of a coating. These results are correlated with observations of adhesive layers as shown in Fig. 5. Adhesion is much (twice) larger for pins in closed tribosystems than for pins in open tribosystems. The same trend has been observed for all the configurations even if only one is presented in this paper due to a lack of space. This result reveals that it is not possible to consider a single friction model for flank face and for margin when modeling drilling operations.

Fig. 4 reveals also that friction coefficient decreases over normal force (i.e. contact pressure). This confirms previous

results reported by [21]. Moreover, as contact pressure vary in the various contact zones between the cutting tool and titanium, this result underlines that a friction model has to consider the influence of contact pressure.

It has also been proposed to analyse the influence of the AlCrN coating on friction in Fig. 6. It is revealed that the AlCrN coating induces a slight increase of friction irrespective of normal pressure, or of tribosystem. This confirms that the current state of the art based on uncoated carbide drills remains relevant.

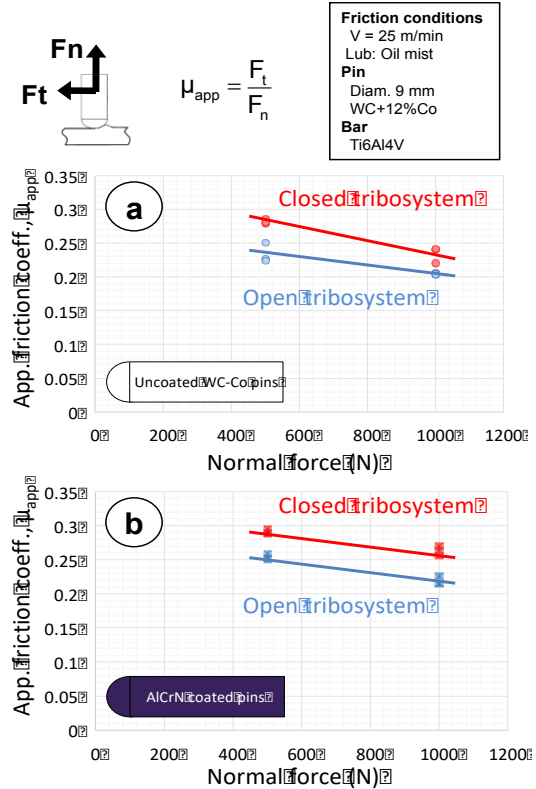


Fig. 4. Evolution of apparent friction coefficient over normal force for both tribosystems and for two tool’s materials.

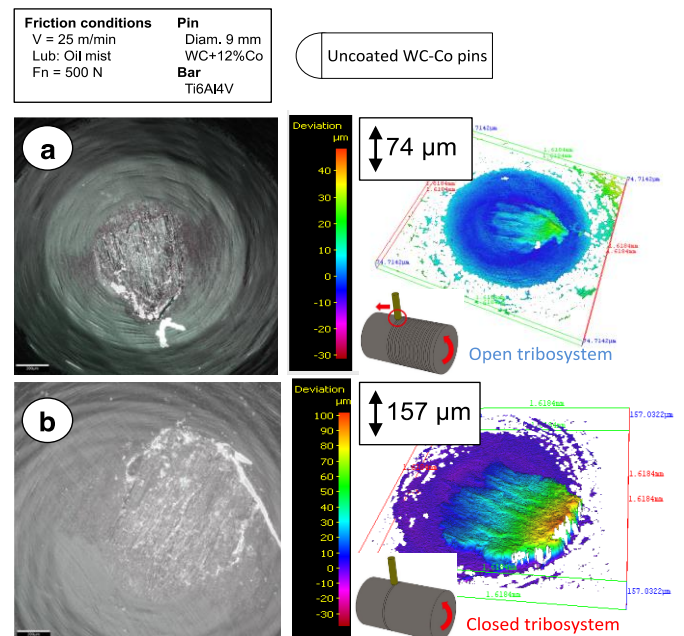


Fig. 5. Adhesion for closed and open tribosystems.

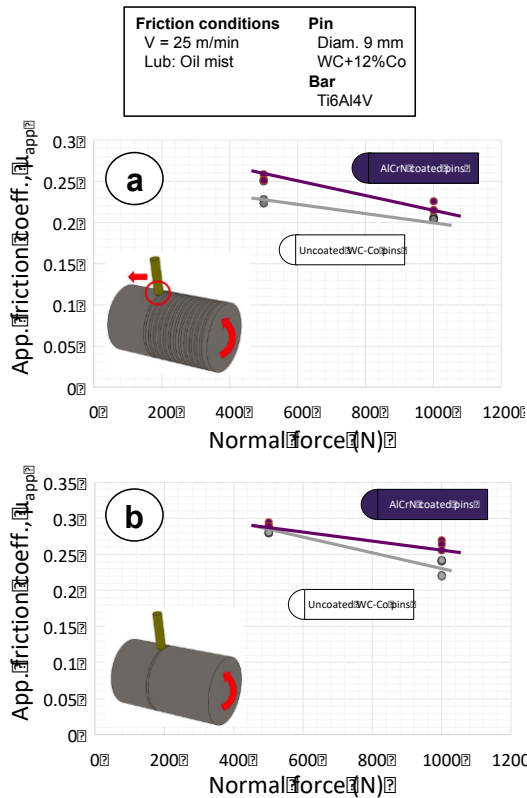


Fig. 6. Evolution of apparent friction coefficient over normal force for both tribosystems and for two tool's materials.

4. Evolution of friction coefficient after a long duration

The tribometer has also been applied during long duration so as to evaluate the influence of the tribosystem and of the coating on tool's wear. Wear intensity is evaluated thanks to the evolution of the apparent friction coefficient. It is assumed that an increase in friction coefficient reveals an increase in wear. As these tests are very long, a limited number of configuration have been tested. The effect of contact pressure has not been investigated. A single normal force $F_n=1000\text{ N}$ ($P=1500\text{ MPa}$) has been tested. Wear tests last 1700 seconds; which corresponds the contact duration between a drill with titanium after 30 holes (hole's diam.:8mm, feed per revolution 0.06mm, hole's length:20mm). Fig. 7 plots the evolution of apparent friction coefficient over the time. It reveals that friction remains almost stable for an open tribosystem, whereas it increases drastically for the closed tribosystem. It can also be observed that tests made with the closed tribosystem have been stopped much sooner due this rapid wear. This shows that wear phenomena should be much more intense on margins than on flank face. It confirms that friction and wear cannot be modeled in the same way on flank faces and on margins.

Based on this result it is also possible to catch the attention of companies interested in the surface integrity of their component. Indeed, it reveals that wear phenomena on margins will lead to an increase of friction coefficient, that is one of the main heat source applied on the final drilled surface. It is well known that heat induces tensile stresses (Mondelin2012) which may be critical for crack initiation in holes. So scientists involved in numerical modeling of residual

stresses induced by drilling operation should pay attention to the evolution of friction coefficient on margins over time.

As far as coating is concerned, it appears that the AlCrN coating leads to a more severe wear rate than an uncoated carbide as shown in Fig. 8-b. This confirms that this coating is not relevant for titanium drilling with an oil mist environment. This result has to be consolidated by additional tests.

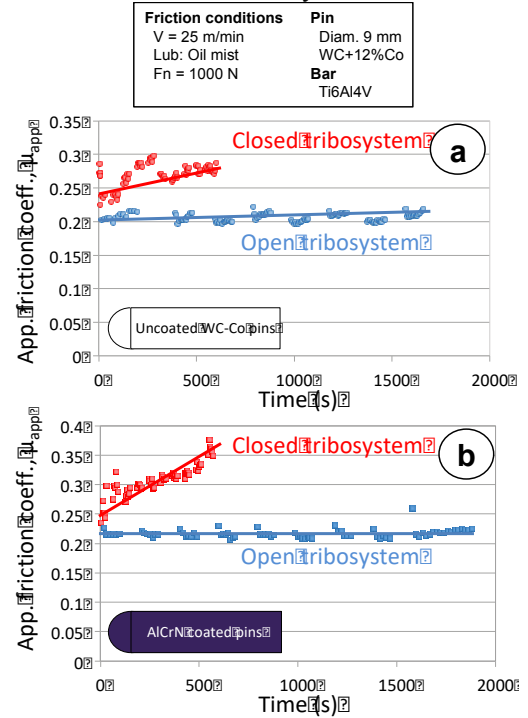


Fig. 7. Evolution of friction coefficient over time for both tribosystems and for two tool's materials.

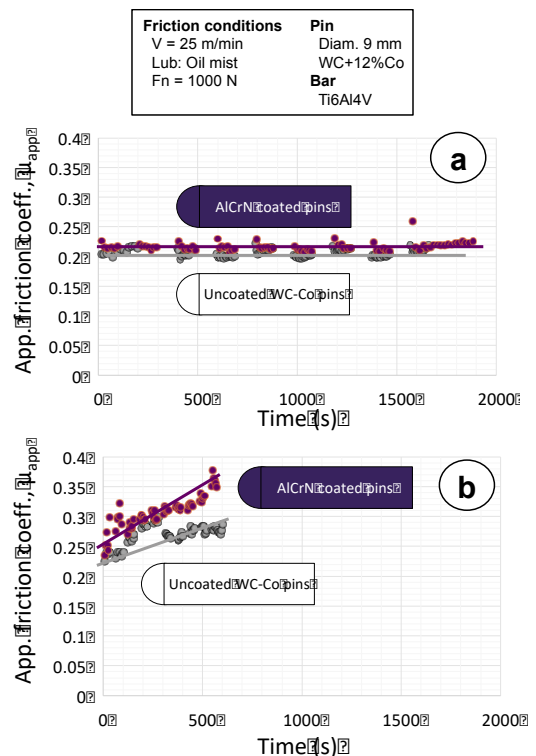


Fig. 8. Evolution of friction coefficient over time for coated and uncoated pins.

5. Conclusions

This work has pointed out the necessity to improve the knowledge in friction during drilling operations. It has been shown that drilling phenomena are completely different on margins and on flank faces. Tribological conditions on margins are considered as a closed tribosystem, whereas it corresponds to an open tribosystem on flank faces.

Based on a specially designed tribometer, it has been revealed that friction, adhesion and subsequently wear, is more intense on margins than on flank faces.

In addition, it has been shown that friction is also sensitive to contact pressure. By the way, this work highlights the necessity to identify two different friction models : one for the flank faces and another one for the margins. Both models have to be dependent on sliding velocity and contact pressure. Finally, it has been shown that the AlCrN coating is not appropriate for titanium drilling as it increases friction and wear rate.

Acknowledgements

Authors would like to thank the TIVOLY company for its financial and technical support.

References

- [1] Yang X, Liu C.R (1993) Machining titanium and its alloys, *Machining Science and Technology*, 1:107-39.
- [2] Ezugwu E, Wang Z (1997) Titanium alloys and their machinability-A review, *Journal of Material Processing Technology*, 68:262-272.
- [3] Ribeiro M.V, Moreira M.R.V, Ferreira J.R (2003) Optimization of titanium alloy (Ti6Al4V) machining, *Journal of Materials Processing Technology*, 143-144:458-463.
- [4] Karpas Y (2011) Temperature dependant flow softening of titanium alloy TA6V : An investigation using finite element simulation of machining, *Journal of Materials Processing Technology*, 211:737-749.
- [5] Cotterell M, Byrne G (2008) Dynamics of chip formation during orthogonal cutting of titanium alloy TiAl6V4, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 57:93-96.
- [6] Shivpuri R, Hua J, Mittal P, Srivastava A.K (2002) Microstructure mechanics interactions in modelling chip segmentation during titanium machining, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 51:71-74.
- [7] Calamaz M, Coupard D, Girod F (2008) A new material model for 2D numerical simulation of serrated chip formation when machining titanium alloy TiAl6V4, *International Journal of Machine Tool and Manufacture*, 48:275-288.
- [8] Sima M, Ozel T (2010) Modified material constitutive models for serrated chip formation simulations and experimental validation in machining of titanium alloy Ti–6Al–4V, *International Journal of Machine Tool and Manufacture*, 50:943-960.
- [9] Baker M (2006) Finite element simulation of high speed cutting forces, *Journal of Materials Processing Technology*, 176:117-126.
- [10] Zhang Y, Mabrouki T, Nelias D, Courbon C, Rech J, Gong Y (2012) Cutting simulation capabilities based on crystal plasticity theory and discrete cohesive elements, *Journal of Materials Processing Technology*, 212:936-953.
- [11] Wu H.B, Jia Z.X, Zhang X.C, Liu G (2012) Study on simulation and experiment of drilling for titanium alloys; *Materials Science Forum*, 704-705:657-663.
- [12] Muhammed R, Ahmed N, Shariff Y.M, Silberschmidt V.V (2012) FEA analysis of forces in drilling of Ti-alloys at elevated temperature, *Solde State Phenomena*, 188:250-255.
- [13] Isbilir O, Ghassemieh E (2011) FEA of drilling of titanium alloy, *Procedia Engineering*, 10:1877-1882.
- [14] Chatterjee S, Mahapatra S.S, Abhishek K (2016) Simulation and optimization of machining parameters in drilling of titanium alloys, *Simulation Modelling Practice and Theory*, 62:31-48.
- [15] Ozel T (2006) The influence of friction models on finite element simulations of machining, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46(5):518-530.
- [16] Wyen C.F, Wegener K (2010) Influence of cutting edge radius on cutting forces in machining titanium, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 59:93-96
- [17] Rech J, Arrazola P.J, Claudin C, Courbon C, Pusavec F, Kopac J (2013) Characterisation of friction and heat partition coefficients at the tool-workmaterial interface in cutting, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 62:79-82.
- [18] Melkote S.N, Grzesik W, Outeiro J, Rech J, Schultze V, Attia H, Arrazola P.J, M'Saoubi R, Saldana C (2017) Advances in material and friction data for modeling of metal machining, *CIRP Annals Journal of Manufacturing Science and Technology*, 66:731-754..
- [19] Rech J, Giovenco A, Courbon C, Cabanettes F (2018) Toward a new tribological approach to predict cutting tool wear, *CIRP Annals*, 67:65-68.
- [20] Mondelin A, Valiorgue F, Rech J, Coret M, Feulvarch E, (2012) Hybrid model for the prediction residual stresses induced by 15-5PH steel turning, *International Journal of Mechanical Sciences*, 58:69-85.
- [21] Egana A, Rech J, Arrazola P (2012) Characterization of friction and heat partition coefficients during machining of a TiAl6V4 titanium alloy and a cemented carbide, *Tribology Transactions*, 55(5):665-676.
- [22] Bonnet C (2010) Compréhension des mécanismes de coupe lors du perçage à sec de l'empilage Ti6Al4V/Composite fibre de carbone, PhD Thesis, ENSAM, Paris, ref. 2010-ENAM-0033.

Annexe B

Vibrations en usinage : concepts de base

Le contenu de ce chapitre est principalement une ré-interprétation issu de mes notes personnelles prises lors du cours du Professeur Altintas à l'Université de Colombie Britannique, ainsi que de son ouvrage [51] faisant référence dans la discipline. Les principales modifications que j'apporterais par rapport à ce que le lecteur pourrait trouver dans la littérature actuelle sont principalement de l'ordre de la représentation en tant qu'objets mathématiques des concepts mis en œuvre. On adoptera ici des représentations vectorielles, basée sur l'algèbre linéaire, plutôt que les représentations traditionnellement basées sur des relations trigonométriques qui peuvent rapidement devenir lourdes à écrire et dont l'interprétation physique me semble parfois moins évidente. Cependant, nous nous limiterons à évoquer les aspects nécessaires pour appréhender un problème de dynamique en perçage assisté par vibrations axiales forcées. Il nous faudra donc être en mesure de traiter un problème d'usinage en coupe oblique, avec de multiples degrés de libertés, en situation de coupe interrompue. Pour ce faire, nous évoquerons en premier lieu les relations élémentaires établis dans le cadre de la coupe orthogonale, avec une direction des efforts fixe et en coupe continue. Puis, nous verrons comment l'ajout de multiples degrés de libertés conduit à passer d'un problème régi par une équation scalaire à une équation caractéristique basée sur le calcul d'un déterminant à base de grandeurs vectorielles. S'en suit une présentation de l'impact du passage d'une situation de coupe orthogonale à une situation de coupe oblique. Pour finir, nous présenterons une méthodologie développée pour traiter les cas de coupe discontinue, établis à l'origine dans le cas d'une opération de fraisage. C'est à la lumière de ces éléments que nous serons à même d'appréhender les travaux de la littérature traitant de la dynamique en perçage.

B.1 Vibrations en coupe orthogonale continue

Le but de ce chapitre est d'exposer de manière simple les principaux concepts relatifs aux vibrations en usinage. S'il y a une multitude de situations d'usinage différentes rencontrées dans la pratique, les phénomènes physiques à l'origine des vibrations en usinage sont similaires. Ainsi, nous exposerons comment ces différents phénomènes interagissent dans le cas d'un usinage simple, en coupe orthogonale, avec une seule direction de vibrations colinéaire à la direction d'avance (fig. B.1). L'étude de la stabilité de ce type de système usinant a été présentée par Tobias et Fishwick [69] en 1958.

La figure B.1 représente une situation de coupe apparentée à un cas de tournage or-

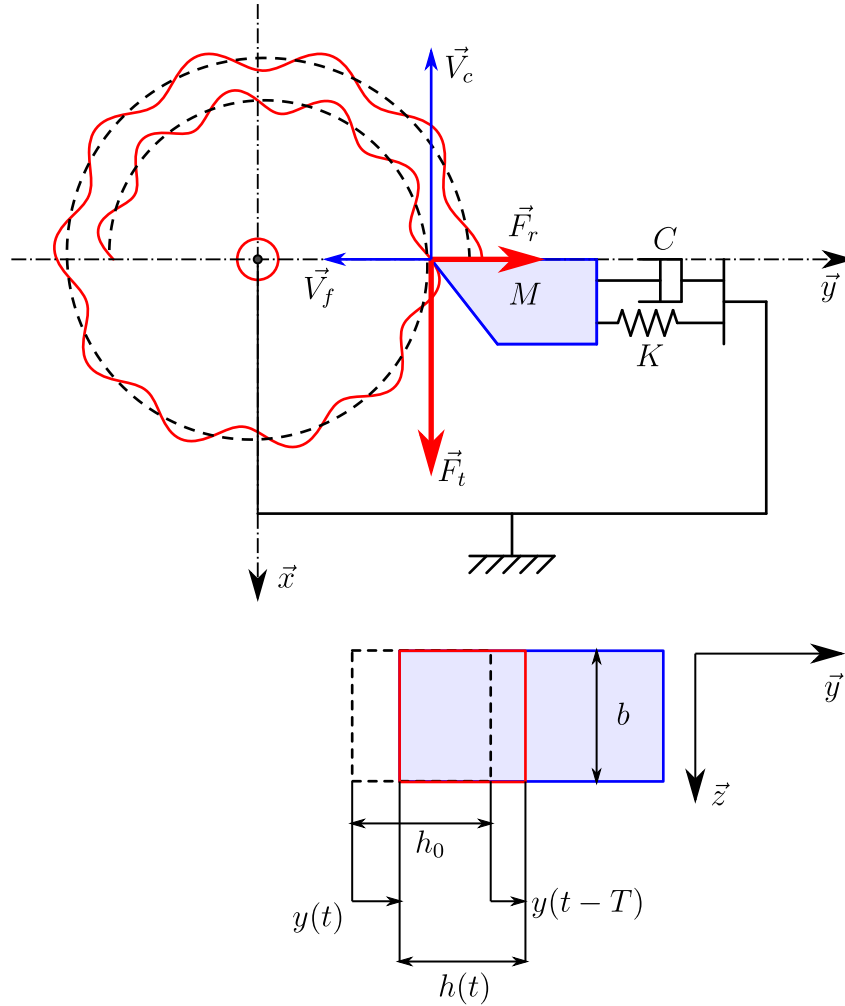


FIGURE B.1 – Situation de coupe orthogonale dynamique.

thogonal où l'outil plonge dans la matière. L'outil est présenté comme ayant une flexibilité dans la direction d'avance \vec{y} . On trouve dans la littérature des représentations où la pièce est flexible et l'outil parfaitement rigide, comme dans la présentation réalisée par Altintas [70]. Cela n'affecte en rien les développements qui suivent, les deux situations sont équivalentes.

L'outil est animé d'un mouvement d'avance linéaire avec f l'avance par tour appliquée. Dans ce cas simple de coupe, l'épaisseur nominale de copeau coupée h_0 en l'absence de vibrations et égale à l'avance par tour f . La réaction de la matière coupée sur l'outil génère un effort résultant pouvant être décomposé en deux directions orthogonales :

- \vec{F}_t : l'effort dans la direction tangentielle (\vec{x} sur la figure B.1).
- \vec{F}_r : l'effort dans la direction radiale (\vec{y} sur la figure B.1).

Les efforts appliqués sur l'outil sont fonctions de la section de copeau coupée S (eq.B.1) représentée par le rectangle rouge figure B.1.

$$S = b \times h \quad (\text{B.1})$$

Avec b la largeur de copeau coupée et h l'épaisseur de copeau instantanée. En présence de vibrations, l'épaisseur de coupe instantanée $h(t)$ n'est plus égale à h_0 . Sur la figure B.1, le rectangle en trait interrompu représente la section de copeau nominale sans vibrations. Dans la situation de coupe décrite, l'outil usine la surface générée par le précédent passage

de l'outil. Ainsi, l'épaisseur de copeau coupée à l'instant t est affecté par le déplacement de l'outil à l'instant t et à l'instant $t - T$, avec T la période nécessaire pour que la pièce réalise une rotation complète. L'épaisseur de copeau instantanée s'écrit donc :

$$h(t) = h_0 - (y(t) - y(t - T)) \quad (\text{B.2})$$

On pose :

$$h_d = -(y(t) - y(t - T)) \quad (\text{B.3})$$

Le terme h_d est appelé l'épaisseur de copeau dynamique.

On peut approximer les efforts de coupe par un développement limité autour de l'épaisseur de copeau nominale h_0 :

$$F_r(h_0 + h_d) \approx F_r(h_0) + \frac{dF_r(h)}{dh}(h_0) \times h_d \quad (\text{B.4})$$

Le coefficient directeur de la tangente à la courbe de $F_r(h)$ en h_0 , noté $\frac{dF_r(h)}{dh}(h_0)$ se décompose en :

$$\frac{dF_r(h)}{dh}(h_0) = b \times K_r \quad (\text{B.5})$$

Où K_r est le coefficient spécifique de coupe fonction de la géométrie de l'outil, des conditions de coupe et du matériau usiné. Finalement, la variation d'effort $\Delta F_r(t)$ appliqué sur l'outil s'écrit :

$$\Delta F_r(t) = -bK_r(y(t) - y(t - T)) \quad (\text{B.6})$$

Les efforts agissent sur la structure usinante représentée par le système masse-ressort équivalent figure B.1. La notion de système équivalent est importante ici. Lors de l'étude d'un cas réel d'usinage, la détermination du système équivalent est essentiel à la bonne représentation du comportement dynamique de la structure. Le choix du nombre de degrés de liberté à considérer, leurs orientations dans l'espace, ainsi que leurs caractéristiques dynamiques associées, doivent être choisis a posteriori d'une analyse modale expérimentale ou théorique réalisée sur la structure au plus proche de la configuration d'usinage étudiée. Ainsi, l'équilibre dynamique du système figure B.1 dans la direction \vec{y} s'écrit :

$$M\ddot{y} + C\dot{y} + Ky = F_r(h_0) + \Delta F_r(t) \quad (\text{B.7})$$

Le terme $F_r(h_0)$ étant statique, il n'induit qu'un déplacement également statique de l'outil. Il n'a pas d'influence sur la stabilité du système. De fait, on le retire de l'équation du système. On analyse la stabilité de l'équation différentielle linéaire à terme retard suivante :

$$M\ddot{y} + C\dot{y} + Ky = -bK_r [y(t) - y(t - T)] \quad (\text{B.8})$$

En appliquant la transformée de Laplace à l'équations B.7 on obtient :

$$y(s) [Ms^2 + Cs + K] = \Delta F_r(s) \quad (\text{B.9})$$

On pose $\Phi(s)$ la fonction de transfert de la structure :

$$\Phi(s) = \frac{1}{Ms^2 + Cs + K} = \frac{y(s)}{\Delta F_r(s)} \quad (\text{B.10})$$

La transformée de Laplace appliquée à B.6 combinée à B.10 donne :

$$\Delta F_r(s) = -bK_r \Delta F_r(s) \Phi(s) (1 - e^{-sT}) \quad (\text{B.11})$$

En factorisant par $\Delta F_r(s)$, on a :

$$\Delta F_r(s) [1 + bK_r\Phi(s) (1 - e^{-sT})] = 0 \quad (\text{B.12})$$

L'équation caractéristique dont les racines définissent la stabilité du système est donc :

$$1 + bK_r\Phi(s) (1 - e^{-sT}) = 0 \quad (\text{B.13})$$

Le terme exponentiel dans cette équation conduit à une infinité de solutions. Or, la stabilité du système est assurée si et seulement si l'ensemble des racines du système sont stables. Les racines P_i , avec $i = 1, \dots, \infty$ peuvent s'écrire :

$$P_i = \sigma_i + j\omega_c \quad (\text{B.14})$$

La stabilité d'une racine est jugée par le signe du σ associé. Si $\sigma < 0$, alors l'amplitude des oscillations du système est décroissante, le système est stable. Si $\sigma > 0$, l'amplitude des oscillations est croissante, le système est instable. Vient le cas critique, où $\sigma = 0$, alors le système est à la limite de la stabilité, l'amplitude des oscillations est constante au cours du temps. Comme la stabilité est entièrement déterminée par la partie réelle des racines de l'équation caractéristique, on réalise la transformation suivante : la variable de Laplace est remplacée par $s = j\omega$ et la fonction de transfert $\Phi(\omega)$ est séparée en une partie réelle $G(\omega)$ et une partie imaginaire $H(\omega)$, alors : $\Phi(\omega) = G(\omega) + jH(\omega)$. Pour une fréquence de vibration critique ω_c , en annulant la partie réelle de l'équation caractéristique du système, on arrive à l'expression suivante :

$$b_{lim} = \frac{-1}{2K_r G(\omega_c)} \quad (\text{B.15})$$

Où b_{lim} définit la largeur de copeau coupée pour laquelle le système est à la limite de la stabilité.

B.2 Vibrations en coupe orthogonale avec plusieurs degrés de liberté

La figure B.2 représente une situation de coupe orthogonale dont le système usinant est constitué de deux directions privilégiées de flexibilité : suivant les directions \vec{x} et \vec{y} . Nous pouvons observer que contrairement à la situation décrite sur la figure B.1, les flexibilités ne sont pas orientées directement dans les directions des efforts de coupe. En particulier, si dans la situation précédente nous n'avions eu besoin de ne considérer que la variation de l'effort \vec{F}_r , il devient évident qu'ici nous devons établir une expression prenant en compte la variation d'effort dans les directions \vec{R} et \vec{T} .

Premièrement, nous allons alléger les notations utilisées dans la section précédente. Nous avons déjà expliqué que nous ne prenons en compte que la variation des efforts en fonction de la variation de l'épaisseur de copeau coupée, appelée épaisseur de copeau dynamique h_d , pour établir les équations d'équilibre du système. Sans rien enlever à la généralité du propos, désormais nous noterons $\vec{F}_c = \vec{F}_{rc} + \vec{F}_{tc}$ l'effort dynamique de coupe, sans ajouter le préfixe Δ comme précédemment, c'est à dire la part d'effort proportionnelle à l'épaisseur de copeau coupée dynamique après la linéarisation effectuée équation B.4 autour du point de fonctionnement h_0 .

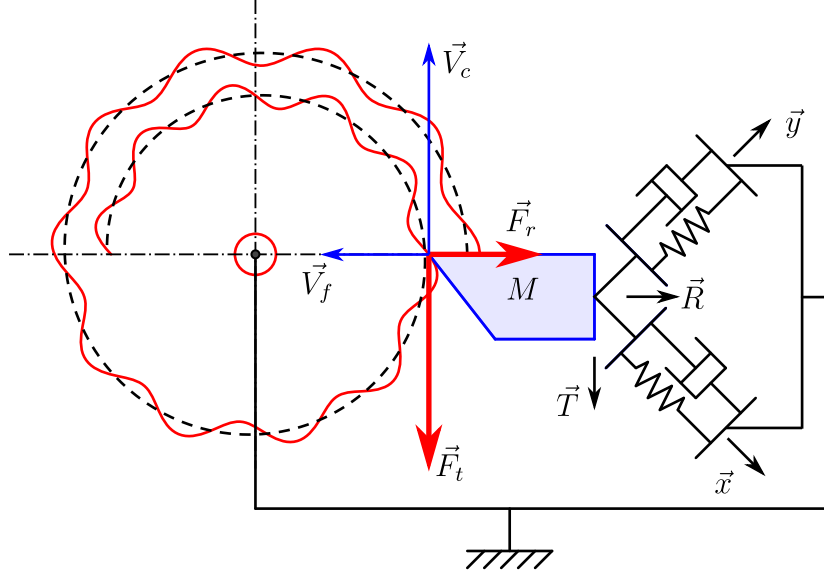


FIGURE B.2 – Situation de coupe orthogonale dynamique avec plusieurs degrés de liberté.

Comme mentionné précédemment, les efforts dynamiques F_{rc} et F_{tc} sont proportionnels à l'épaisseur de copeau coupée dynamique h_d . L'épaisseur de copeau coupée est toujours calculée dans la direction \vec{R} , considérée comme la direction normale à la surface générée en négligeant l'influence de la vitesse d'avance sur l'orientation de la surface. De fait, \vec{R} est perpendiculaire à \vec{V}_c , alors que la direction tangentielle est colinéaire à \vec{V}_c . Cela sera toujours vrai, quelque soit la situation d'usinage considérée. Dans le cas particulier illustré ici, \vec{R} est colinéaire à \vec{V}_f , ce ne sera pas toujours le cas. Ainsi, nous pouvons réécrire l'expression de l'épaisseur de copeau coupée B.2 comme :

$$h(t) = h_0 - (r(t) - r(t - T)) \quad (\text{B.16})$$

Avec $r(t)$ et $r(t - T)$ les déplacements de l'outil respectivement à l'instant t et $t - T$ dans la direction \vec{R} . En posant \vec{X} , le vecteur position de l'outil, $r(t)$ et $r(t - T)$ sont les projections de \vec{X} à l'instant t et $t - T$. Cela se traduit par les produits scalaires :

$$r(t) = \vec{X}(t) \cdot \vec{R} \quad r(t - T) = \vec{X}(t - T) \cdot \vec{R} \quad (\text{B.17})$$

En posant

$$\Delta\vec{X} = \vec{X}(t) - \vec{X}(t - T) \quad (\text{B.18})$$

Il vient immédiatement :

$$h_d = -(r(t) - r(t - T)) = -\Delta\vec{X} \cdot \vec{R} \quad (\text{B.19})$$

Je souhaite prendre le temps de m'attarder sur cette définition de l'épaisseur de copeau dynamique. Elle se condense en une expression simple, sous la forme d'un produit scalaire entre un vecteur représentant la variation du déplacement de l'outil entre deux instants particuliers, et un vecteur \vec{R} , qui sera représentatif de la situation locale de la coupe. Très souvent, pour ne pas dire tout le temps, l'expression de l'épaisseur de copeau est donnée sous la forme d'une expression faisant intervenir des fonctions trigonométriques. Ces expressions sont dans l'esprit identique à celle présentée ici. Cependant, elles sont à modifier à chaque fois que la situation de coupe évolue, elle est très dépendante des

conventions choisies par les auteurs pour définir les angles orientant la coupe. Le fait de l'exprimer sous une forme vectorielle et d'un produit scalaire est pour moi porteuse de plus de sens et de généralité. Cette dernière expression me semble plus simple à appréhender, en particulier lorsque l'on est pas confronté tous les jours à définir la géométrie locale d'une situation de coupe en fonction des angles locaux de l'outil et de la cinématique appliqué à celui-ci. Le vecteur \vec{X} peut s'exprimer en fonction des déplacements dans les directions de flexibilités du système avec :

$$\vec{X}(t) = x(t) \cdot \vec{x} + y(t) \cdot \vec{y} \quad (\text{B.20})$$

De fait, nous pouvons exprimer l'effort dynamique de coupe comme :

$$\vec{F}_c = b \cdot \vec{K} \cdot h_d \quad (\text{B.21})$$

Avec \vec{K} pouvant s'exprimer dans la base (\vec{R}, \vec{T}) en fonction de K_r et K_t :

$$\vec{K} = K_r \cdot \vec{R} + K_t \cdot \vec{T} \quad (\text{B.22})$$

En remplaçant h_d par l'expression B.19 et en écrivant le produit scalaire sous la forme d'un produit matriciel, on obtient :

$$\vec{F}_c = -b \cdot \vec{K} \cdot \vec{R}^T \cdot \Delta \vec{X} \quad (\text{B.23})$$

On pose :

$$[A_0] = \vec{K} \cdot \vec{R}^T \quad (\text{B.24})$$

Où $[A_0]$ désigne la matrice des coefficients de coupe orientés. Alors, l'effort de coupe dynamique s'écrit :

$$\vec{F}_c = -b [A_0] \cdot \Delta \vec{X} \quad (\text{B.25})$$

La fonction de transfert du système $[\Phi]$ s'écrit désormais sous une forme matricielle avec la relation :

$$\vec{X}(s) = [\Phi(s)] \vec{F}_c \quad (\text{B.26})$$

En appliquant la transformée de Laplace à B.25 et B.18, puis en remplaçant $\vec{X}(s)$ par B.26, on obtient une expression similaire à B.12 :

$$\vec{F}_c(s) \left[\vec{I} + b (1 - e^{-sT}) [A_0][\Phi(s)] \right] = \vec{0} \quad (\text{B.27})$$

En remplaçant s par $j\omega$, l'équation caractéristique associée à ce problème aux valeurs propres est :

$$\Delta(\omega) = \det \left[\vec{I} + b (1 - e^{-j\omega T}) [A_0][\Phi(\omega)] \right] \quad (\text{B.28})$$

L'étude des racines de $\Delta(\omega)$ permet de conclure quand à la stabilité du système. On remarque l'importante similitude entre cette expression et celle obtenue précédemment (eq. B.13).

B.3 Vibrations en coupe oblique

B.3.1 Influence de l'angle de direction d'arête

Jusqu'ici, nous avons toujours considéré que la direction de l'arête de coupe était orthogonale au plan formé par la direction de coupe et la direction d'avance (figure B.1). Nous allons voir comment les expressions que nous avons établies sont modifiées ou pas lorsque l'on fait pivoter l'outil autour de l'axe établi par la direction de coupe \vec{V}_c (figure B.3). Sur cette figure, nous montrons que le calcul de la largeur et la hauteur de copeau coupée sont toujours calculées dans le plan ayant pour normale la vitesse de coupe. Cependant, la direction d'arête, orientée par l'angle κ_r , n'est plus perpendiculaire à la direction d'avance. De fait, la normale à la surface générée par la coupe représentée par la direction \vec{R} n'est plus orientée suivant la direction \vec{y} . Il suffit de prendre en compte cette

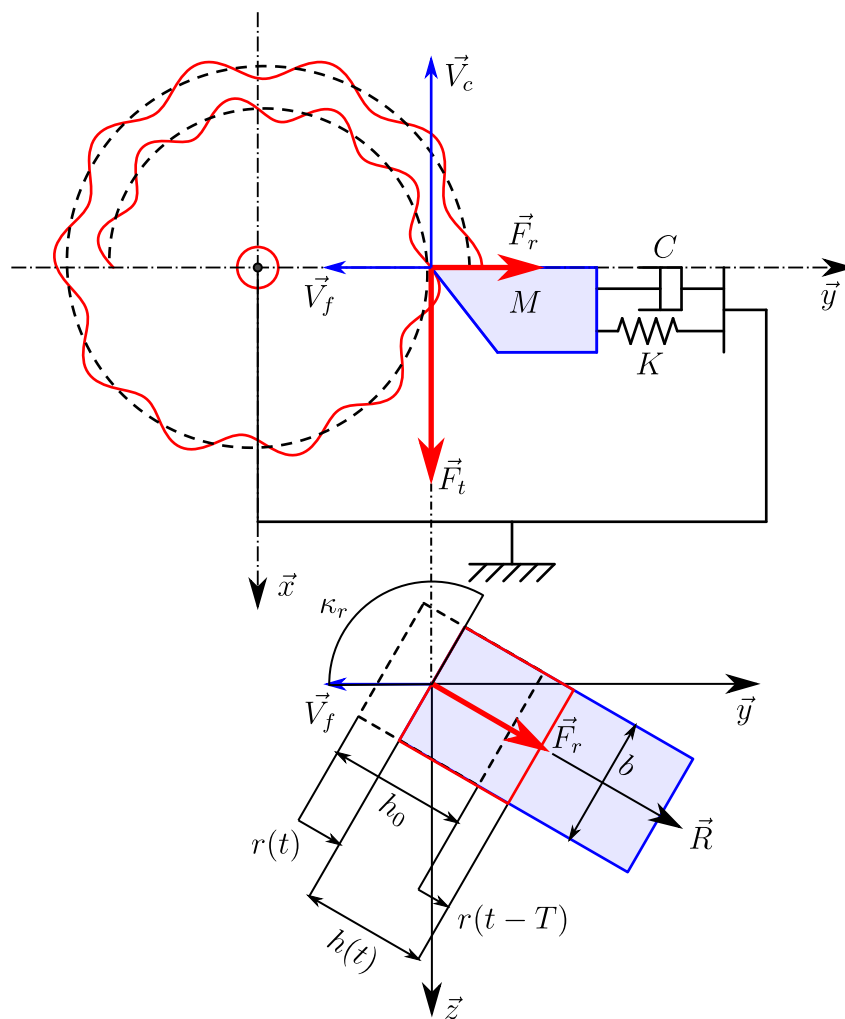


FIGURE B.3 – Section de copeau coupée et orientation des efforts de coupe en fonction de la direction d'arête.

modification de l'orientation de \vec{R} en fonction de la base d'expression des efforts et des déplacements choisis. Les expressions des efforts et de l'épaisseur de copeau dynamique établis précédemment (eq. B.21) et (eq. B.19) ne perdent rien de leurs généralités. Les développements qui s'en sont suivis dans la section précédente ne sont donc pas affectés. Les modifications interviendront simplement lorsqu'il s'agira de choisir une base d'ex-

pression pour les différents éléments, en particulier la matrice des coefficients de coupe orientés $[A_0]$. Par exemple, si l'on choisit d'exprimer les composantes des efforts et des déplacements dans la base (\vec{R}, \vec{T}) , il vient immédiatement d'après l'équation B.24 que $[A_0]$ s'écrit :

$$[A_0] = \begin{pmatrix} K_r & 0 \\ K_t & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{B.29})$$

Cependant, il sera assez rare que les équations du mouvement soient exprimées dans cette base. Il conviendra d'appliquer les changements de bases appropriés à chaque situation particulière, et donc les composantes de $[A_0]$ s'en verront modifiées. Par exemple, si l'on choisit la base $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ pour exprimer les composantes des efforts et des déplacements, alors $[A_0]$ devient :

$$[A_0] = \begin{pmatrix} 0 & -K_t \cos(\kappa_r) & K_t \sin(\kappa_r) \\ 0 & K_r \cos^2(\kappa_r) & -K_r \sin(\kappa_r) \cos(\kappa_r) \\ 0 & -K_r \sin(\kappa_r) \cos(\kappa_r) & K_r \sin^2(\kappa_r) \end{pmatrix} \quad (\text{B.30})$$

Ici, on voit immédiatement l'intérêt d'adopter les notations matricielles suffisamment générales tels qu'utilisées pour les relations B.19 et B.24 afin de se concentrer sur les aspects physiques du problème sans ajouter de complexité liée à l'expression littérale des composantes des différents éléments dans telle ou telle base. Le choix des bases d'expression doit être réalisé uniquement lors du traitement d'un cas précis, il n'est pas lié à la méthodologie générale.

B.3.2 Influence de l'angle d'inclinaison d'arête

La figure B.4 illustre une situation de coupe oblique. L'outil est incliné d'un angle λ_s autour de la direction \vec{R} par rapport à la situation de coupe orthogonale décrite figure B.1. L'inclinaison de l'arête de coupe ne change pas l'orientation du vecteur \vec{R} normal à la surface générée. L'épaisseur de copeau coupée h_d n'est donc pas impactée par cette situation coupe par rapport à la situation de coupe orthogonale initiale. Cependant, l'inclinaison de l'arête supprime la symétrie du système dans le plan (\vec{R}, \vec{T}) . En conséquence, il apparaît un effort \vec{F}_a dans la direction \vec{A} normale à ce plan. Cet effort s'écrit de manière tout à fait similaire à ce qui a été fait précédemment pour \vec{F}_r et \vec{F}_t . Ainsi, l'expression de l'effort de coupe dynamique (eq. B.21) reste inchangée, il suffit de compléter l'expression de \vec{K} :

$$\vec{K} = K_r \cdot \vec{R} + K_t \cdot \vec{T} + K_a \cdot \vec{A} \quad (\text{B.31})$$

Le lecteur remarquera que le plan de mesure de la largeur de section de copeau coupé n'a pas été modifiée par l'inclinaison de l'arête. Ainsi, la largeur b est égale à la longueur de la projection de l'arête dans le plan (\vec{R}, \vec{A}) orthogonal à la vitesse de coupe.

L'impact de l'angle d'inclinaison d'arête vu dans cette section, ainsi que celui de l'angle d'orientation d'arête traité dans la section précédente sont superposables. En combinant ces deux éléments, nous pouvons décrire l'évolution de l'épaisseur dynamique du copeau h_d , ainsi que les efforts, dans toutes les situations de coupe imaginables en associant les éléments décrits dans cette partie à une base $(\vec{R}, \vec{T}, \vec{A})$ dont l'orientation est propre à chaque situation particulière. Par la suite, il conviendra de déterminer le moyen le plus adapté pour calculer les coefficients de coupe dans ces trois directions. Cela, que soit le type de modèle d'effort que nous choisirons, en appliquant la linéarisation exposé dans la relation B.4 et en la généralisant dans les 3 directions.

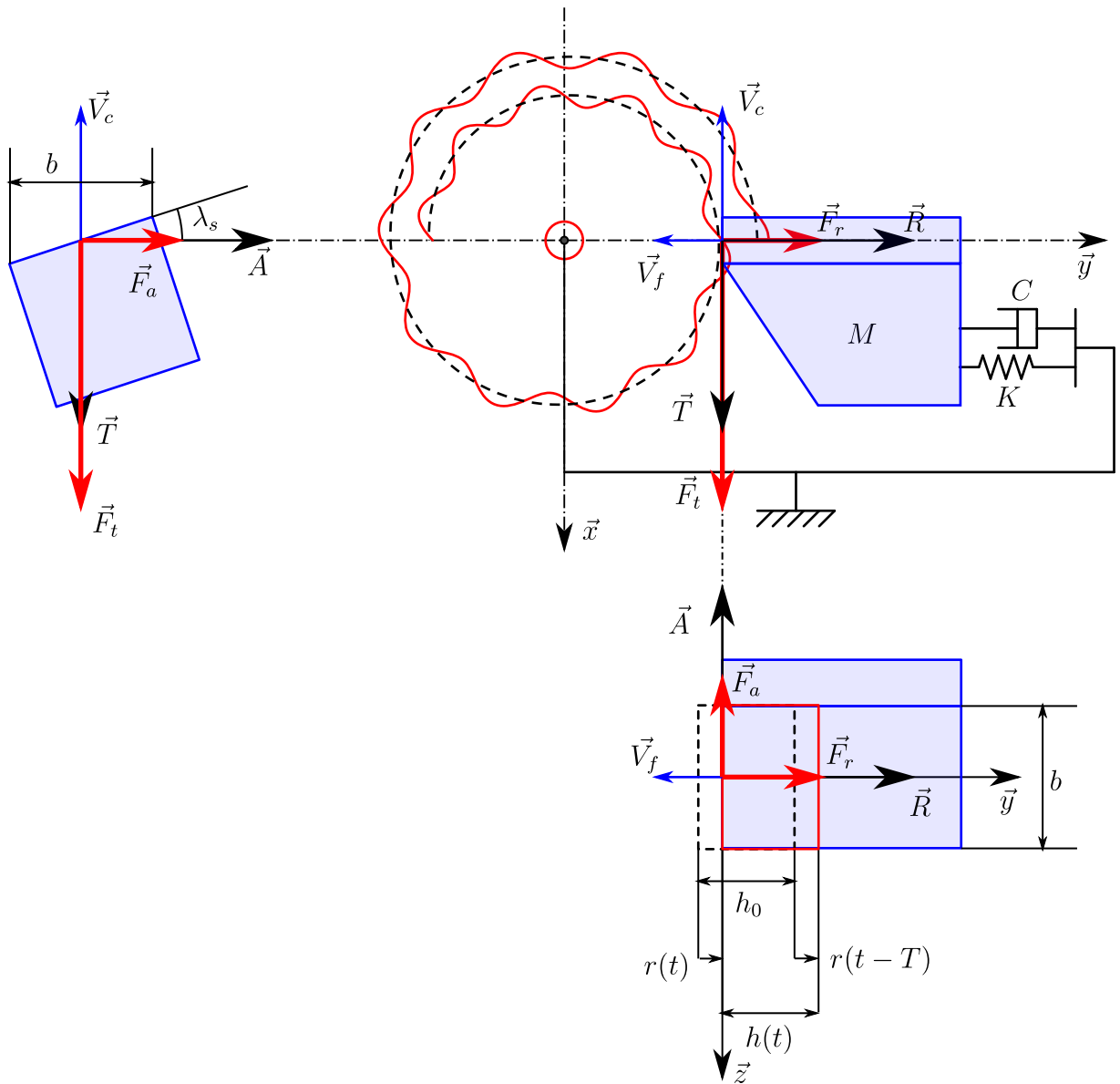


FIGURE B.4 – Section de copeau coupée et orientation des efforts de coupe en fonction de l'inclinaison d'arête.

B.4 Vibrations en situation de coupe discontinue

Jusqu'à maintenant, nous avons toujours évoqué des situations de coupe continue et dont l'orientation des efforts ne change pas au cours du temps. Ces conditions sont celles que l'on rencontre notamment lors d'une opération de tournage. En perçage, la plupart du temps l'outil est mobile. L'orientation des efforts varie au cours du temps par rapport à un référentiel lié à la machine ou à la pièce usinée. De plus, en perçage vibratoire, la coupe est le plus souvent discontinue. L'opération se rapproche ainsi beaucoup des caractéristiques d'une opération de fraisage.

Altintas et Budak [68] ont proposé une analyse de la stabilité en fraisage prenant en compte les spécificités de l'opération que sont le caractère discontinue de la coupe et la variation de la direction des efforts au cours du temps. La figure B.5 illustre une opération de fraisage où l'outil possède deux degrés de liberté. Nous considérerons un outil sans hélice, immergé dans la matière avec une profondeur de passe axiale b (souvent notée ap , on la note ici b pour marquer la similitude avec les situations décrites précédemment). C'est une situation de fraisage orthogonal. L'outil est mû par une vitesse d'avance dans

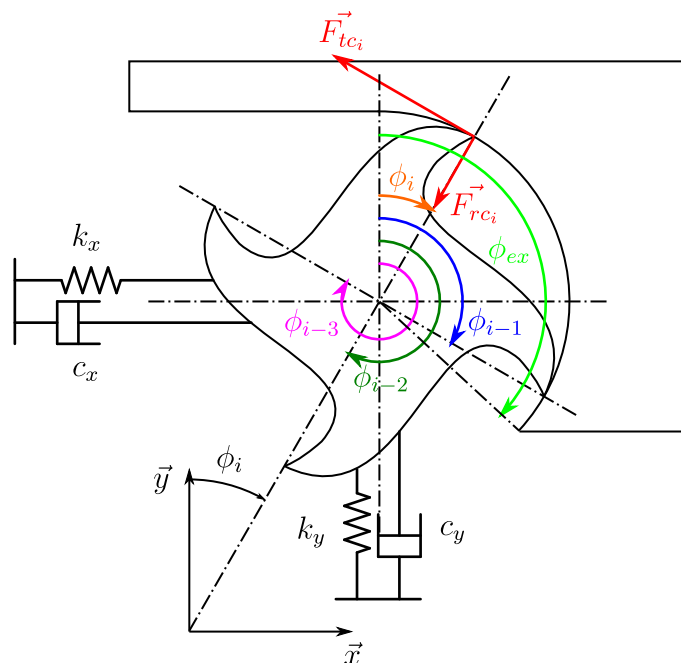


FIGURE B.5 – Modèle dynamique en fraisage avec deux degrés de liberté. Inspiré de [68].

la direction \vec{x} . Chaque dent est représentée par un indice j , allant de 0 à $N - 1$ avec N le nombre de dents de l'outil. La position angulaire des dents est représentée par l'angle ϕ_j , orientée dans le sens des aiguilles d'une montre entre la direction \vec{y} et la direction radiale \vec{R}_j associée à chaque dent. L'épaisseur de copeau dynamique s'écrit comme le produit de l'équation B.19 et d'une fonction g dite fonction indicatrice déterminant si la dent est dans la matière ou pas :

$$h_{d_i} = [-\Delta \vec{X} \cdot \vec{R}_i] g(\phi_i) \quad (\text{B.32})$$

La fonction g se définit en fonction de l'angle d'immersion de la dent ϕ_i , de l'angle d'entrée dans la matière ϕ_{st} et de l'angle de sortie ϕ_{ex} :

$$g(\phi_i) = \left\{ \begin{array}{ll} 1 & \text{si } \phi_{st} \leq \phi_i < \phi_{ex} \\ 0 & \text{sinon} \end{array} \right\} \quad (\text{B.33})$$

L'effort dynamique de coupe associé à l'arête i s'exprime d'après B.21 et B.32 :

$$\vec{F}_{c_i} = -b \cdot \vec{K} \cdot \vec{R}_i^T \cdot \Delta \vec{X} g(\phi_i) \quad (\text{B.34})$$

En posant $\phi_i = \phi + i \cdot \phi_p$ où ϕ_p représente le pas angulaire entre chaque dent de l'outil, alors on peut écrire l'effort dynamique total appliqué sur l'outil comme :

$$\vec{F}_c(\phi) = -b \left[\sum_{i=0}^{N-1} \left(\vec{K} \cdot \vec{R}_i^T \cdot g(\phi + i \cdot \phi_p) \right) \right] \Delta \vec{X} \quad (\text{B.35})$$

On définit la matrice des coefficients de coupe orientés (car dépendante de l'angle d'immersion ϕ) $[A(\phi)]$ comme :

$$[A(\phi)] = \sum_{i=0}^{N-1} \left(\vec{K} \cdot \vec{R}_i^T \cdot g(\phi + i \cdot \phi_p) \right) \quad (\text{B.36})$$

Ainsi, on retrouve une formulation de l'effort de coupe dynamique semblable à l'équation B.25, à la différence que la matrice $[A(\phi)]$ n'est pas constante au cours du temps contrairement à $[A_0]$.

$$\vec{F}_c = -b \cdot [A(\phi)] \Delta \vec{X} \quad (\text{B.37})$$

On applique la transformation de Fourier à l'expression précédente de l'effort de coupe dynamique :

$$\mathcal{F} \left(\vec{F}_c \right) = \vec{F}_c(\omega) = -b(1 - e^{-j\omega T}) \cdot [A(\omega)] * \vec{X}(\omega) \quad (\text{B.38})$$

Avec $[A(\omega)]$ s'écrivant sous la forme de sa décomposition en série de Fourier :

$$[A(\omega)] = \sum_{r=-\infty}^{+\infty} [A_r] \delta(\omega - r\omega_T) \quad \omega_T = \frac{\Omega}{N} \quad (\text{B.39})$$

Les coefficients de la série de Fourier $[A_r]$ s'écrivent dans le domaine angulaire :

$$[A_r] = \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi} [A(\phi)] e^{-jrN\phi} d\phi \quad (\text{B.40})$$

Altintas et budak [68] proposent, comme première approximation, de ne prendre que le premier terme de la série de Fourier, soit $r = 0$. Ils nomment cette approche : solution d'ordre zéro. En faisant cela, le produit de convolution entre la matrice ces coefficients $[A(\omega)]$ et le vecteur $\Delta \vec{X}(\omega)$ devient un simple produit matriciel. Ainsi, l'expression de l'effort de coupe dynamique B.38 devient :

$$\vec{F}_c(\omega) = -b(1 - e^{-j\omega T}) [A_0] \vec{X}(\omega) \quad (\text{B.41})$$

Enfin, en introduisant la relation entre la fonction de transfert du système et les déplacements (eq. B.26), on obtient :

$$\vec{F}_c(\omega) = -b(1 - e^{-j\omega T}) [A_0] [\Phi(\omega)] \vec{F}_c(\omega) \quad (\text{B.42})$$

Il vient immédiatement l'équation caractéristique suivante, identique à l'expression B.28 :

$$\Delta(\omega) = \det \left[\bar{I} + b(1 - e^{-j\omega T}) [A_0] [\Phi(\omega)] \right] \quad (\text{B.43})$$

B.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons pu voir, dans des situations de coupe élémentaire, comment un problème de vibration en usinage est appréhendé. En particulier, nous pouvons retenir :

- l'importance portée sur la définition de l'épaisseur de copeau dynamique h_d en fonction des mouvements et de l'orientation de l'outil.
- l'apport de notations vectorielles compactes pour adopter une vue globale du problème dans les cas multidimensionnels.
- l'introduction de la fonction indicatrice g afin de traiter les cas de coupe discontinue, comme en fraisage.

Désormais, nous sommes en mesure de traiter des cas plus complexes, en particulier le cas du perçage, d'abord conventionnel puis assisté par vibrations axiales.

Annexe C

Vibrations transversales et en torsion/compression des forets

C.1 Vibrations transversales des forets

Ulsoy et Tekinalp [6] proposent une modélisation des vibrations transversales de l'outil en représentant le procédé par un système équivalent constitué d'un arbre en rotation encastré aux deux extrémités avec une masse au milieu (fig. C.1). les équations du mouvement associées s'écrivent :

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -2m\Omega \\ -2m\Omega & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_x - m\Omega^2 & -m\dot{\Omega} - C_2\Omega \\ -m\dot{\Omega} - C_1\Omega & k_y - m\Omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} \quad (\text{C.1})$$

La raideur de l'outil est constitué de deux termes, l'un relatif aux conditions aux limites du système et l'autre à l'application de l'effort axial :

$$k_x = \frac{192EI_{xx}}{(l-d)^3} - \frac{4F_z}{(l-d)} \quad (\text{C.2})$$

Cette modélisation fait apparaître deux aspects importants. En premier, les équations du mouvement dépendent de la vitesse de rotation de l'outil, et ce faisant, les fréquences propres du système vont être modifiées à mesure que la vitesse de rotation change. En particulier, l'analyse de ces équations conduit à un système fortement instable après une vitesse de rotation critique conduisant au bris de l'outil. Deuxièmement, l'expression de la raideur fait apparaître l'influence du ratio l/D de l'outil au travers de la grandeur $(l-d)$ et du moment quadratique de la section I_{xx} . On note qu'ici, il n'est pas question de modélisation des vibrations induites par le caractère régénératif des vibrations en usinage conventionnellement rencontrées. Il s'agit plutôt d'étudier un mode de vibration propre

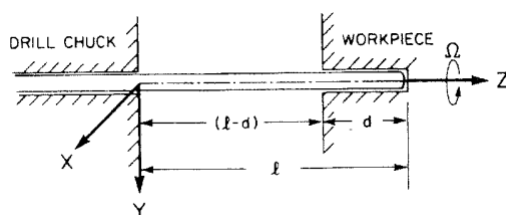


FIGURE C.1 – modèle équivalent au système pièce outil porte-outil. Extrait de [6].

aux outils particulièrement longs, similaires à ce qu'on pourrait rencontrer en analyse vibratoire de systèmes arbres/rotors. Ainsi, les phénomènes rencontrés peuvent être du type :

- flambement de l'outil à cause de l'effort axial F_z .
- Destruction de l'outil à cause du tournoiement de celui-ci suivant un mode de flexion identique à celui d'une barre encastrée d'un côté et rotulant de l'autre entraînée en rotation.

Finalement, les auteurs concluent que la fréquence des vibrations transverses augmente à mesure que l'outil s'enfonce dans le perçage ; l'augmentation de l'effort axial, lié à l'augmentation de la vitesse d'avance, provoque une diminution de la raideur de l'outil et conduit à une diminution de la fréquence des vibrations ; L'augmentation de la vitesse de rotation conduit à un comportement similaire à une réduction de la raideur de l'outil, ce qui provoque l'augmentation de l'amplitude des oscillations jusqu'à possiblement la ruine de l'outil.

Il faut tout de même souligner que ce type de vibrations ne peut raisonnablement apparaître qu'avec des outils ayant une très faible rigidité latérale. A cette époque, l'utilisation d'outils en carbure de tungstène n'était pas répandue, l'utilisation de forets HSS de faibles diamètres (6,35 mm dans cet étude), combinés à de grandes longueurs (150 et 350 mm), conduit à ce type de problématique en perçage.

En 1990, Tekinalp et Ulsoy [71] étudient les relations entre la géométrie de l'outil et les paramètres du procédé sur les vibrations transversales des forets, de nouveau sans prendre en compte les efforts régénératifs spécifiques à la coupe. cette étude vient approfondir la précédente. En particulier, ils étudient l'influence des paramètres suivants :

- la géométrie de la section transversale de l'outil.
- l'angle d'hélice.
- la vitesse de rotation de l'outil.
- l'effort axial.

Les auteurs utilisent un modèle éléments-finis de l'outil et considère l'action de la coupe comme un effort extérieur appliqué sur l'outil. Ils concluent que lorsque l'outil subit des vibrations de faibles amplitudes, le modèle le plus représentatif est constitué d'un outil encastré au niveau du porte-outil et monté sur une rotule à la pointe faisant la liaison avec le fond du perçage. Lorsque l'outil subit des vibrations de grandes amplitudes, un modèle avec un double encastrement, au niveau de l'attachement et au niveau des bords du trou semble plus représentatif. Les auteurs concluent que changer la géométrie de la section transversale de l'outil n'a que peu d'influence sur les fréquences propres en flexion de celui-ci. Lorsqu'on modifie la géométrie de la section, les moments d'inertie sont modifiés, ainsi que l'aire de la section. Les deux effets tendent à s'annuler et donc n'influencent pas la fréquence propre de l'outil. Augmenter l'angle d'hélice tend à faire converger les fréquences propres dans les directions transversales de l'outil. Cette convergence est quasiment atteinte lorsque l'hélice a réalisé 1,5 tours. L'augmentation de la vitesse de rotation de l'outil conduit à une augmentation des fréquences propres de l'outil. L'augmentation de l'effort axial induit une diminution des fréquences propres. L'effet est d'autant plus prononcé que l'outil est long et mince. Cela est à mettre en corrélation avec la géométrie de la pointe de l'outil, l'avance choisie, ainsi que le matériau usiné.

C.2 Vibrations en torsion/compression des forets hélicoïdaux

En 2001, Bayly et al. [57], proposent une théorie de la stabilité des vibrations en torsion/compression des outils hélicoïdaux. Le caractère hélicoïdal des outils implique un couplage des déformations en torsion et des déformations axiales. les équations du mouvement de la pointe de l'outil peuvent s'écrire de la manière suivante dans un repère fixe :

$$[M]\ddot{\vec{x}} + [C]\dot{\vec{x}} + [K]\vec{x} = \vec{F} \quad (\text{C.3})$$

Avec :

$$\vec{x} = (x, y, z, \theta_z)^T \quad (\text{C.4})$$

les auteurs considèrent un mode en torsion/compression représenté par le vecteur normalisé par la déformation en z :

$$\vec{\phi}_p = (0, 0, 1, \theta_p)^T \quad \theta_p < 0 \quad (\text{C.5})$$

On définit les coordonnées généralisées η_p avec la relation :

$$\vec{x} = \eta_p \vec{\phi}_p \quad (\text{C.6})$$

En multipliant C.3 à gauche par $\vec{\phi}_p^T$ et en utilisant C.6 on obtient :

$$m_p \ddot{\eta}_p + c_p \dot{\eta}_p + k_p \eta_p = N_p \quad N_p = F_z + \theta_p M_z \quad (\text{C.7})$$

Le couple M_z et l'effort axial F_z s'expriment en fonction de b la largeur de copeau coupé, h l'épaisseur de copeau coupé, C_1 et C_2 des coefficients spécifiques de coupe et R_{av} le rayon moyen d'application de l'effort :

$$M_z = -C_1 b h R_{av} \quad F_z = -C_2 b h \quad (\text{C.8})$$

Alors, l'effort appliqué sur l'outil s'exprime en fonction des efforts régénératifs dus aux passages successifs des arêtes :

$$N_p = -\alpha C_1 b [\eta_p(t) - \eta_p(t - \tau)] \quad \alpha = C_2/C_1 + \theta_p R_{av} \quad (\text{C.9})$$

Finalement, en injectant l'expression de N_p dans C.7 :

$$m_p \ddot{\eta}_p + c_p \dot{\eta}_p + k_p \eta_p = -\alpha C_1 b [\eta_p(t) - \eta_p(t - \tau)] \quad (\text{C.10})$$

L'étude de la stabilité de cette équation dans le domaine fréquentiel, conduite de façon similaire à ce qui a pu être présenté dans le cas du tournage, donne l'expression de b à la limite de la stabilité suivante :

$$b = \frac{-1}{\alpha C_1 2 \text{Re} [G_p(\omega)]} \quad (\text{C.11})$$

L'étude des zones de stabilité pour ce mode de vibration peut ainsi être réalisée de manière similaire à ce qui est réalisé en tournage.

Annexe D

Comparaison des procédés de perçage conventionnel, de perçage vibratoire sur centre d'usinage et de perçage vibratoire sur UPA

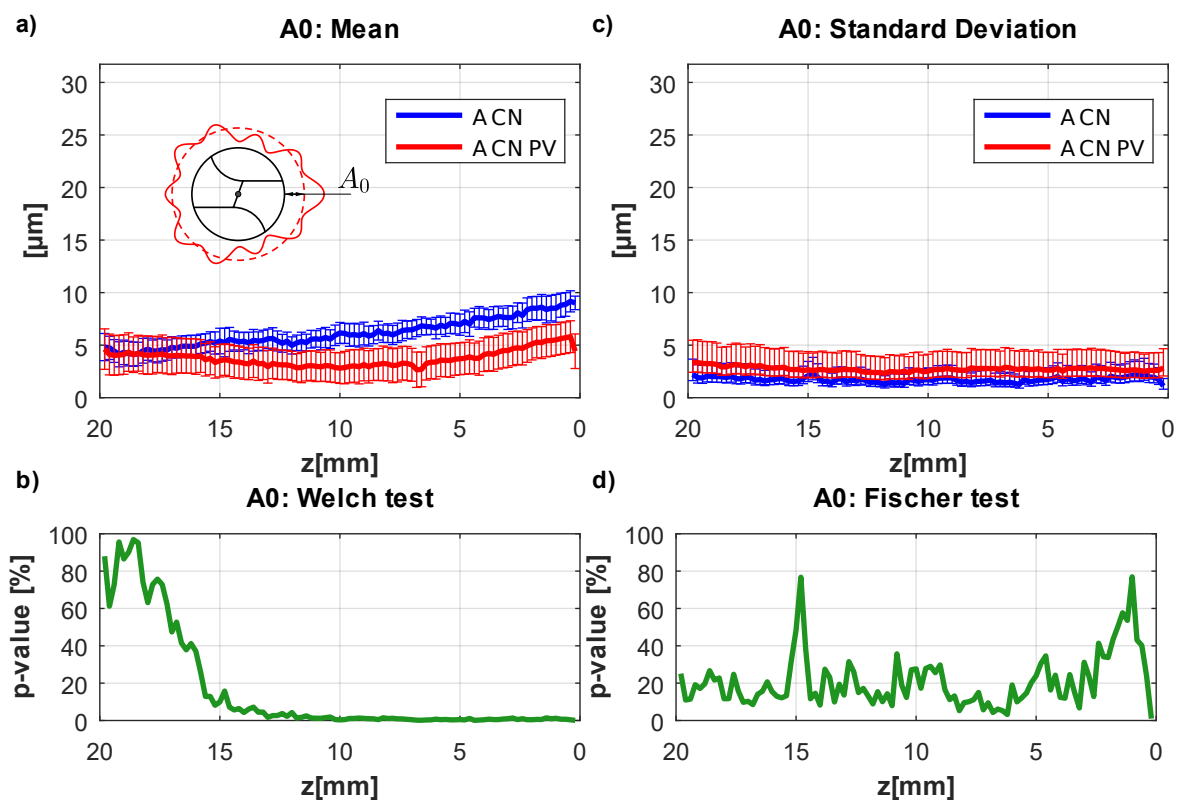


FIGURE D.1 – Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées.

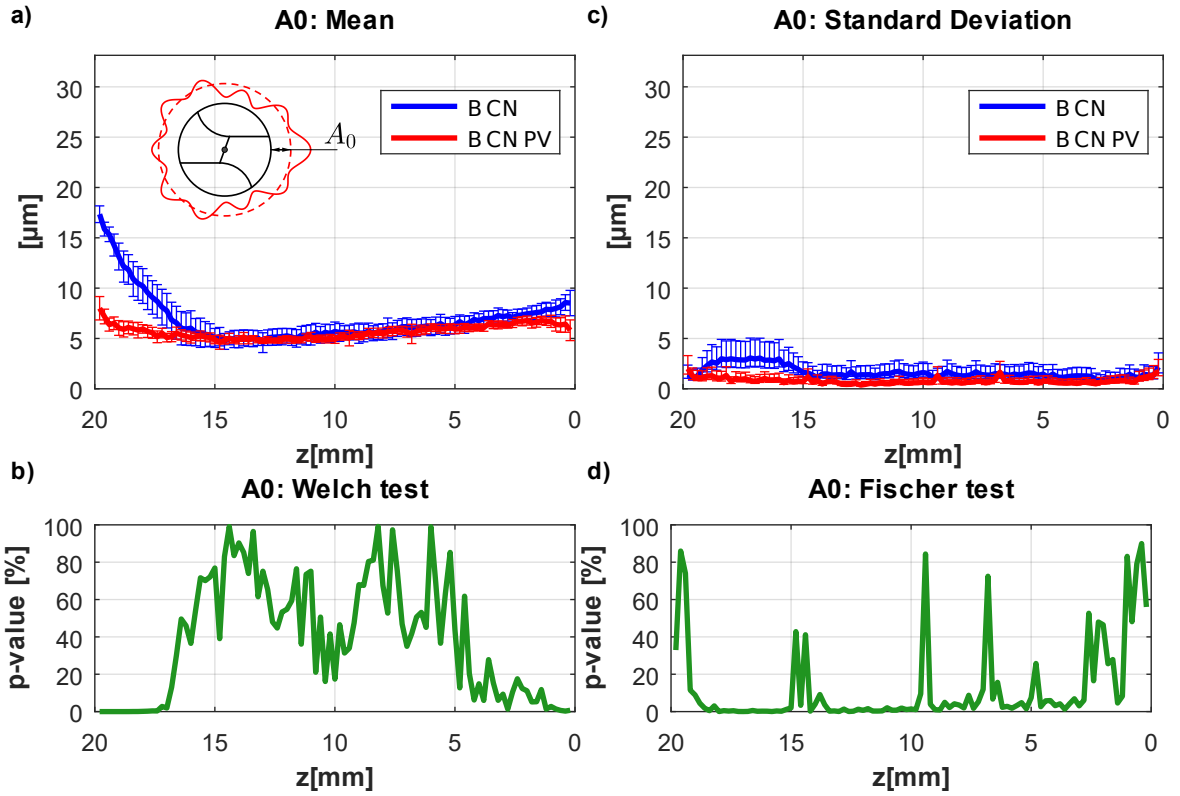


FIGURE D.2 – Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées.

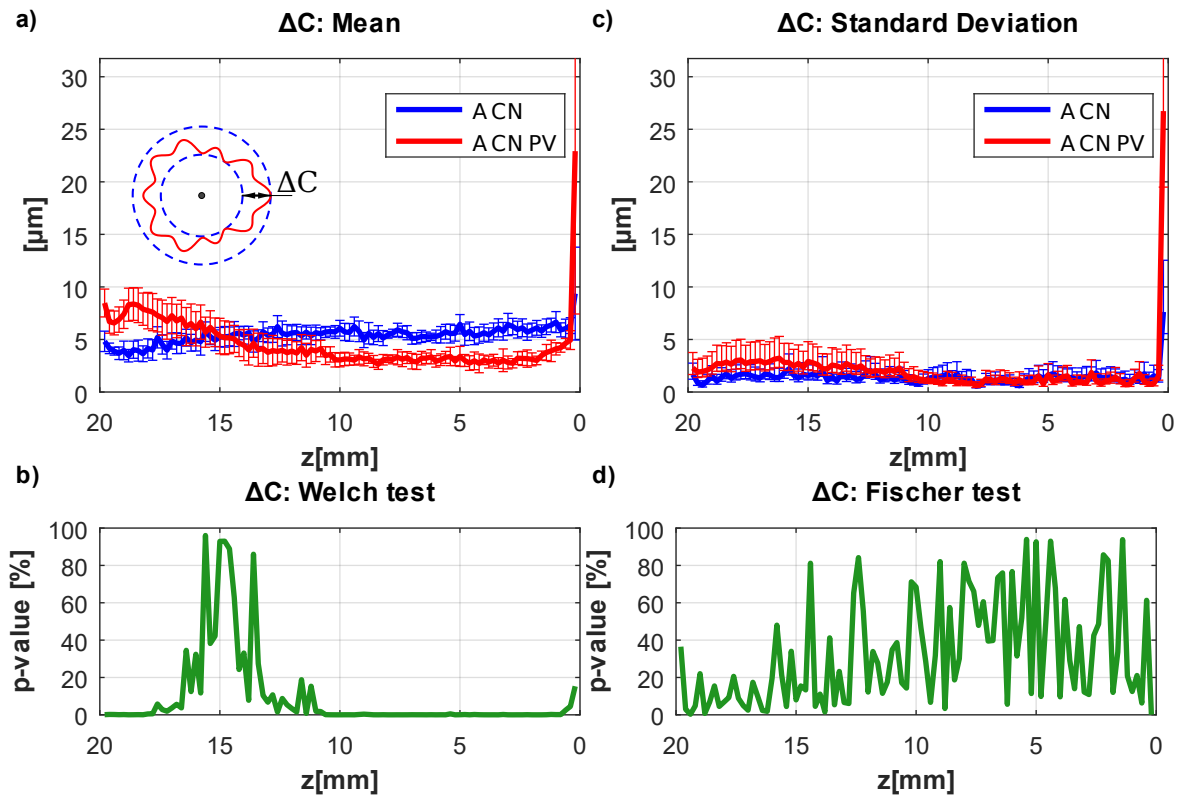


FIGURE D.3 – Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées.

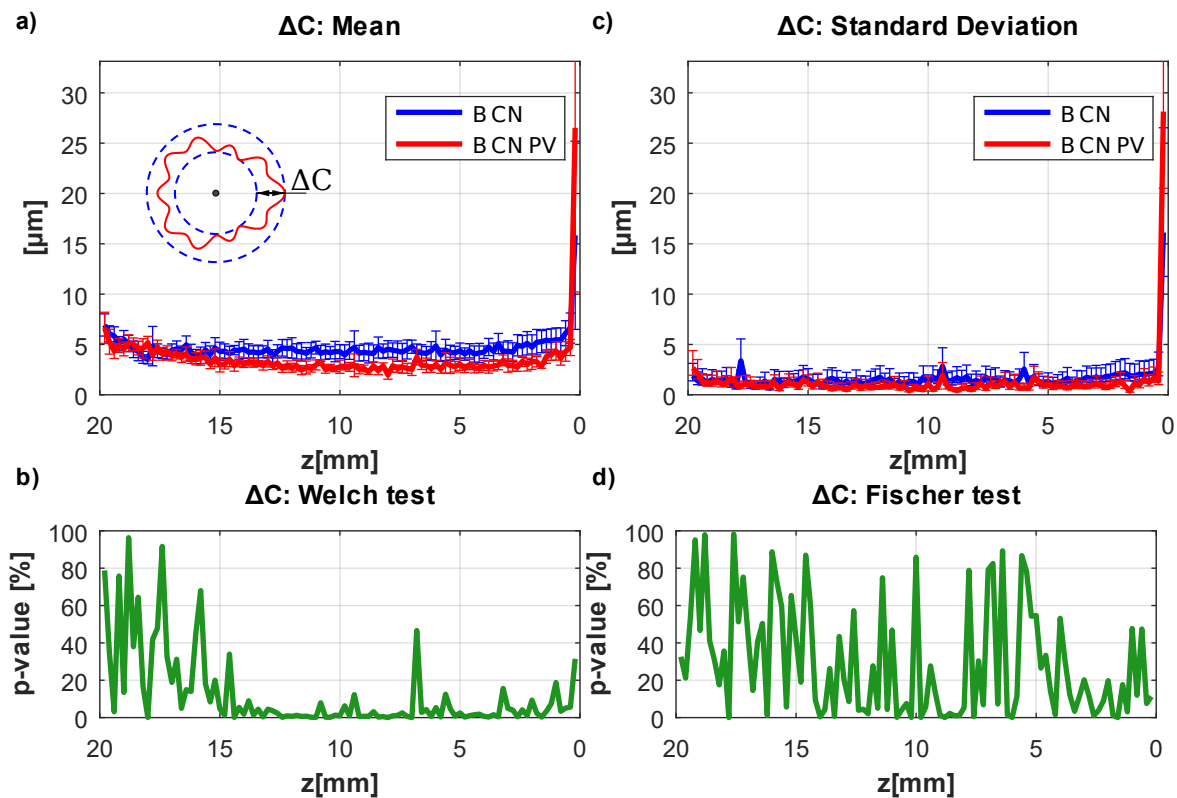


FIGURE D.4 – Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l’outil B en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées.

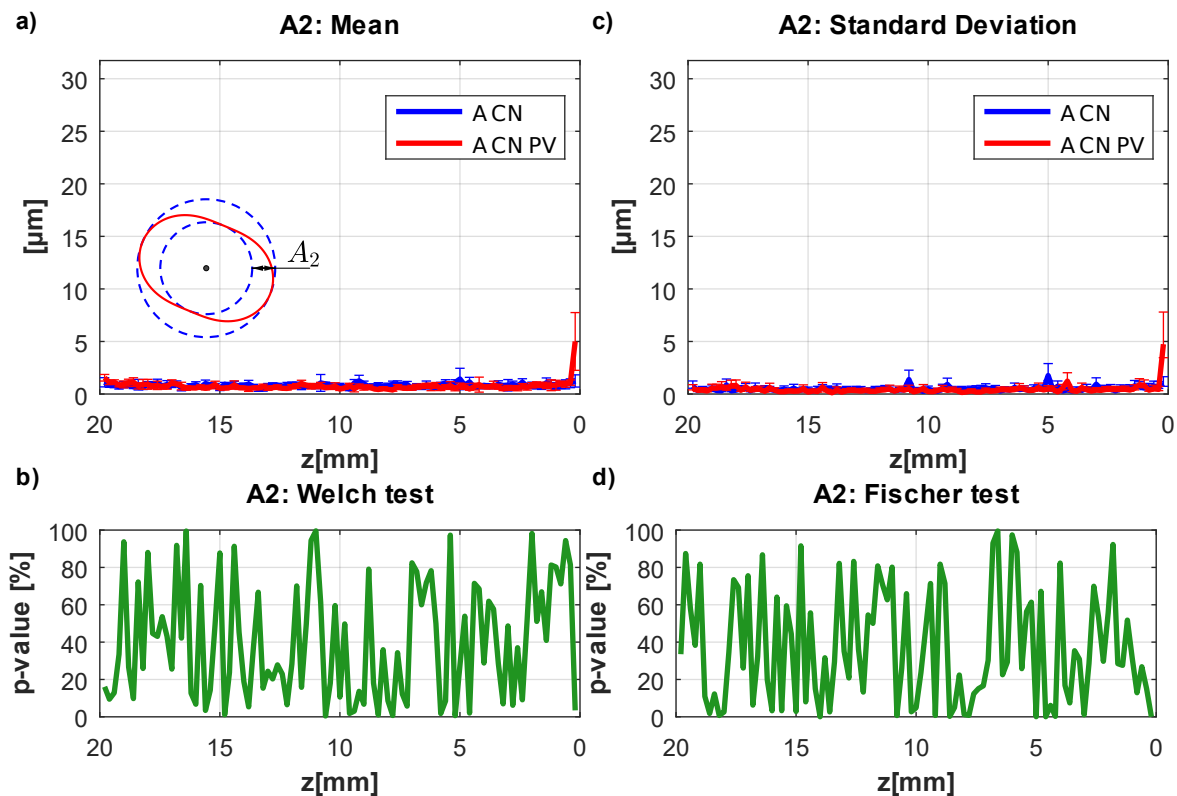


FIGURE D.5 – Comparaison de l’amplitude du second harmonique A_2 généré par l’outil A en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées.

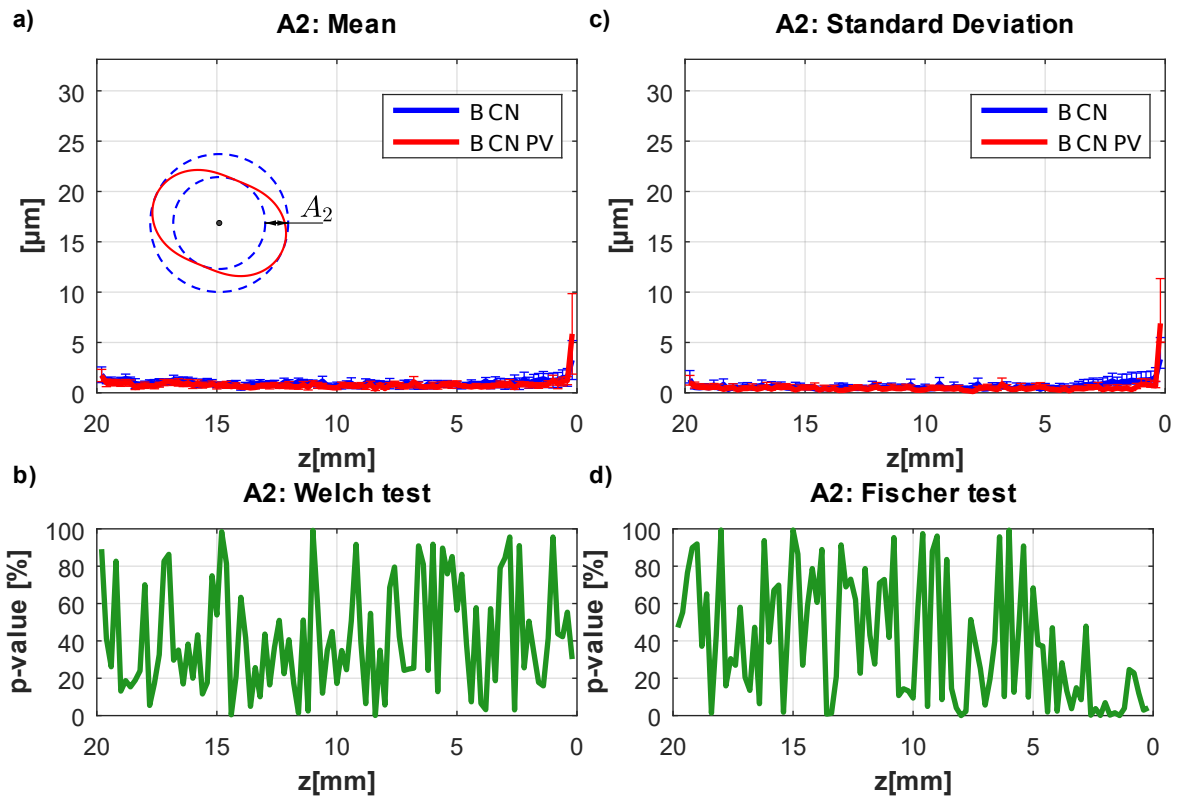


FIGURE D.6 – Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées.

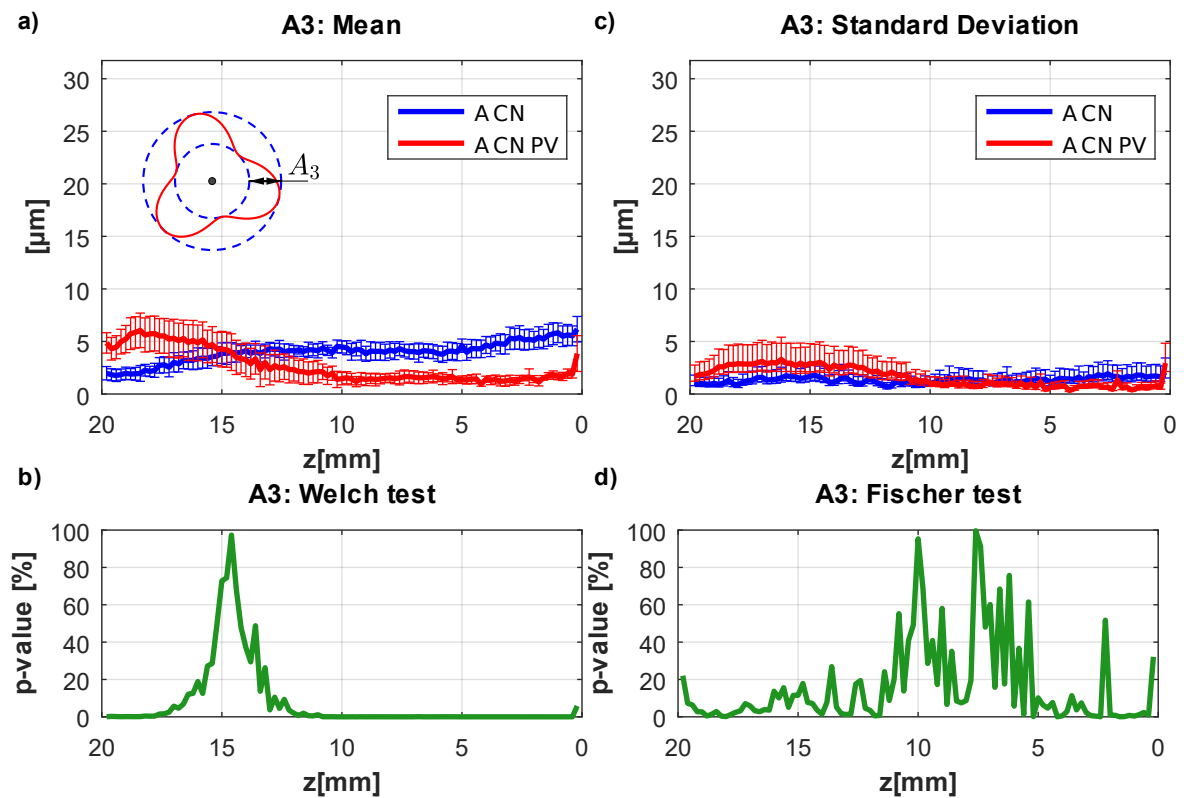


FIGURE D.7 – Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées.

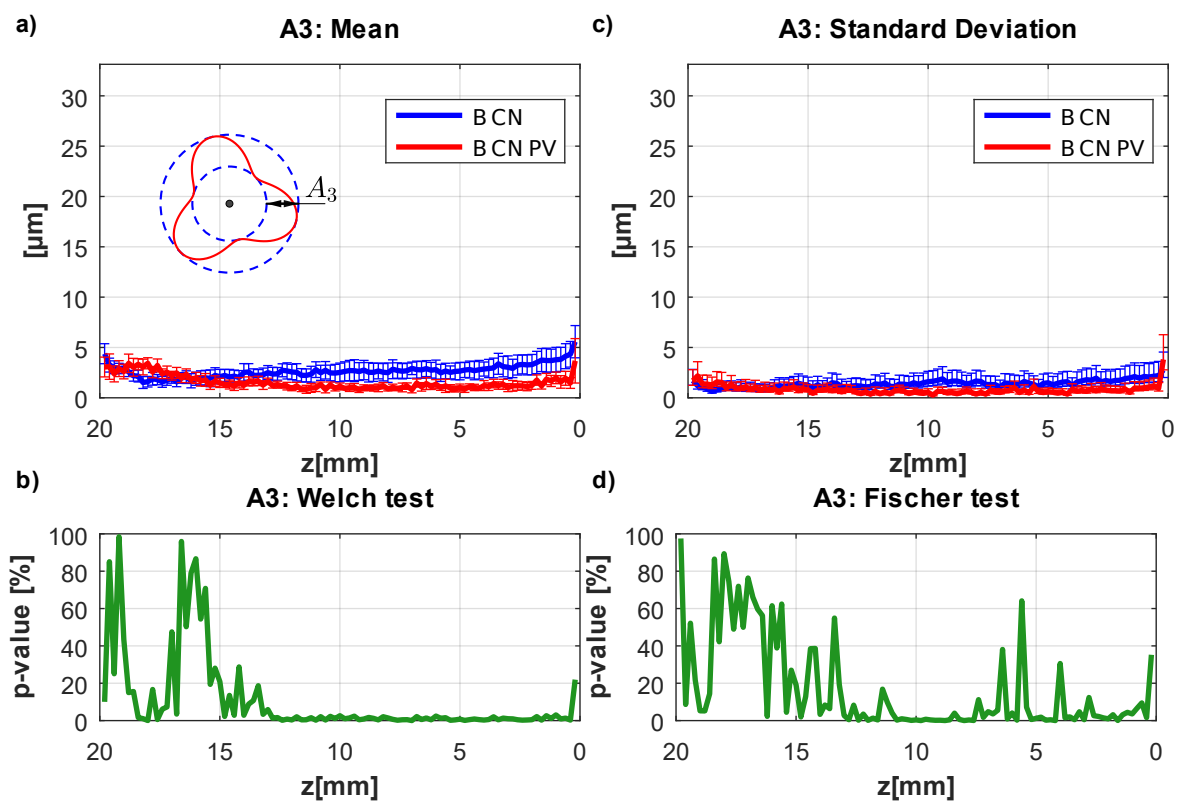


FIGURE D.8 – Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage vibratoire à oscillations forcées.

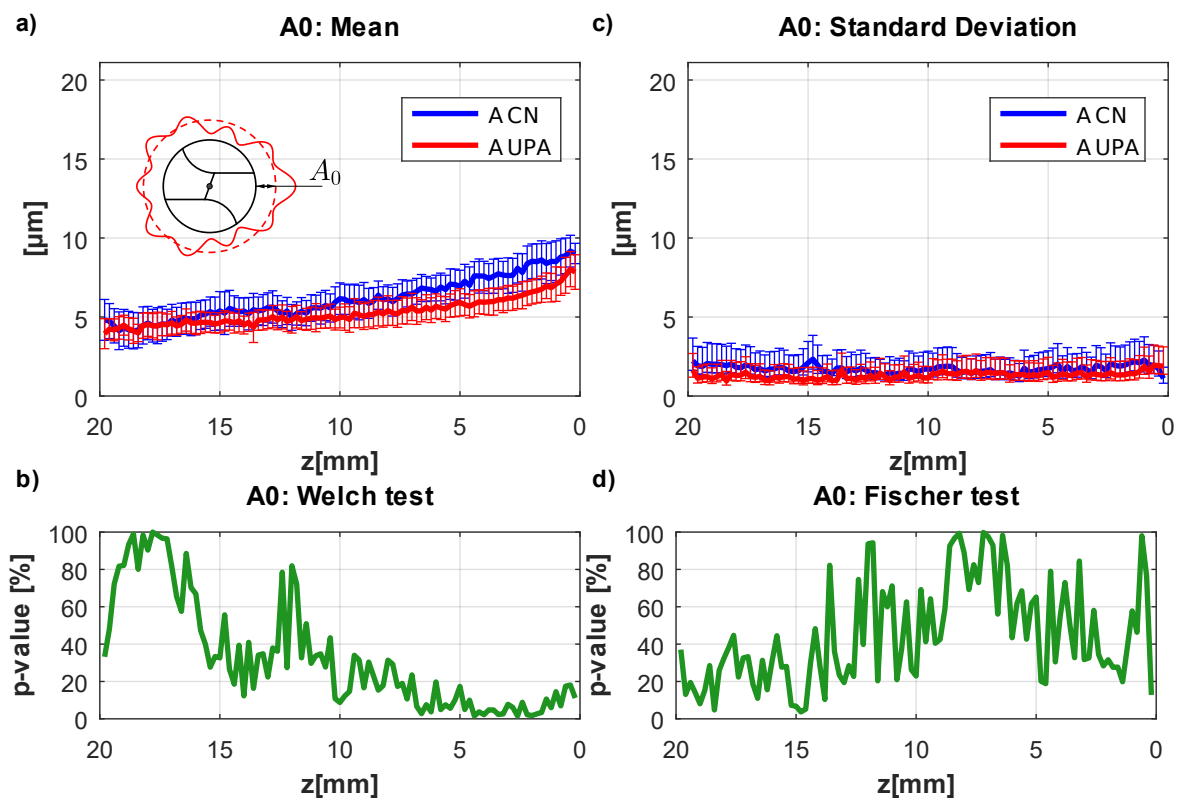


FIGURE D.9 – Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage avec UPA.

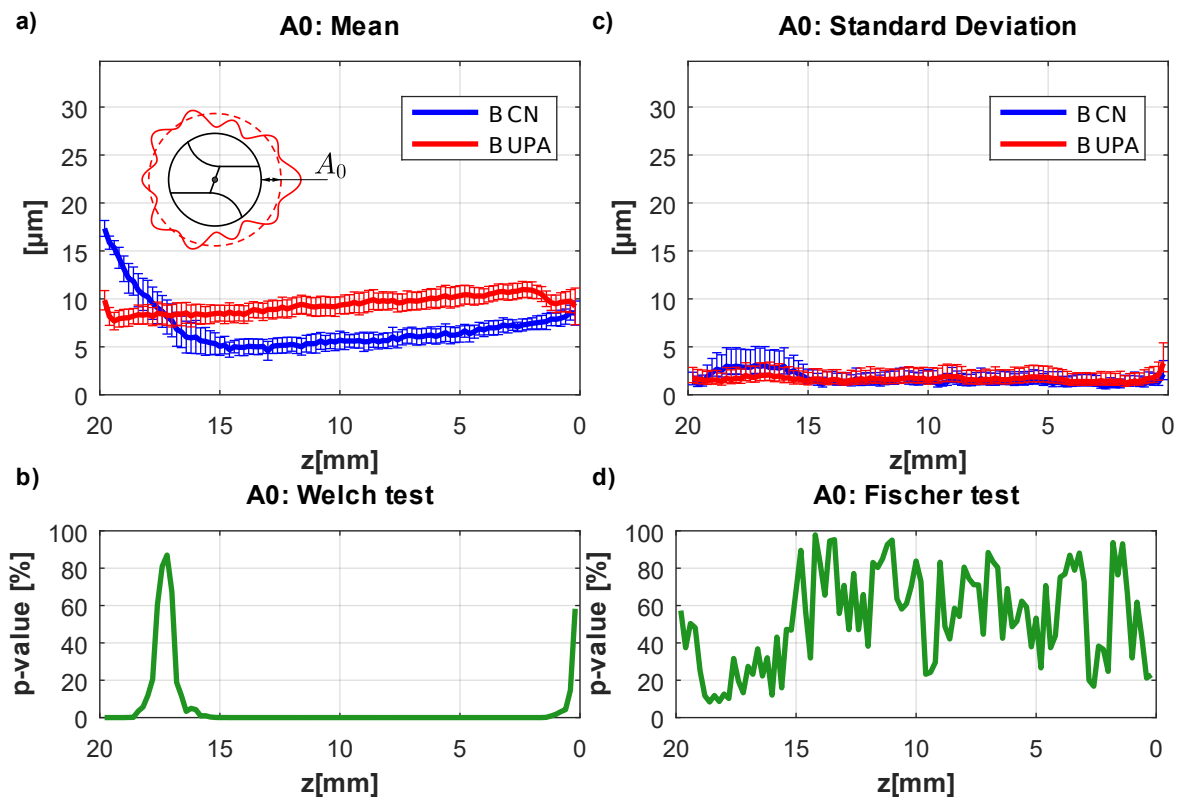


FIGURE D.10 – Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage avec UPA.

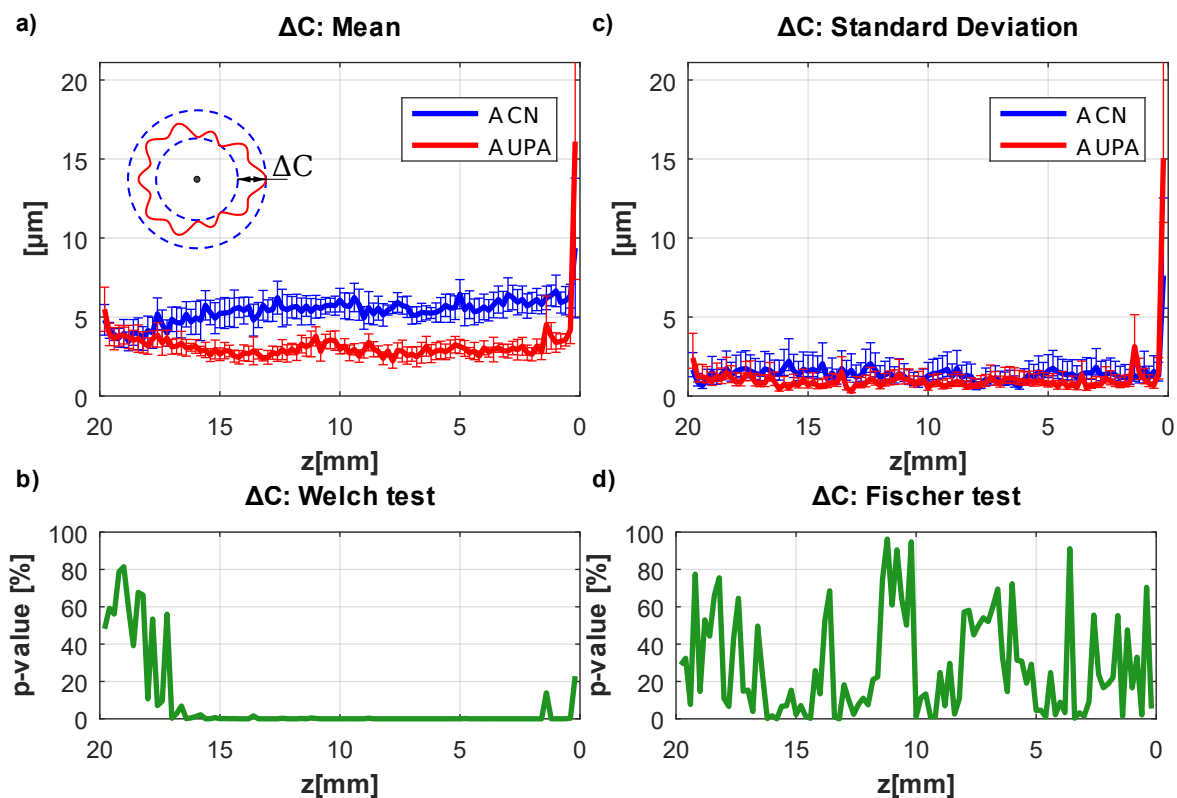


FIGURE D.11 – Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage avec UPA.

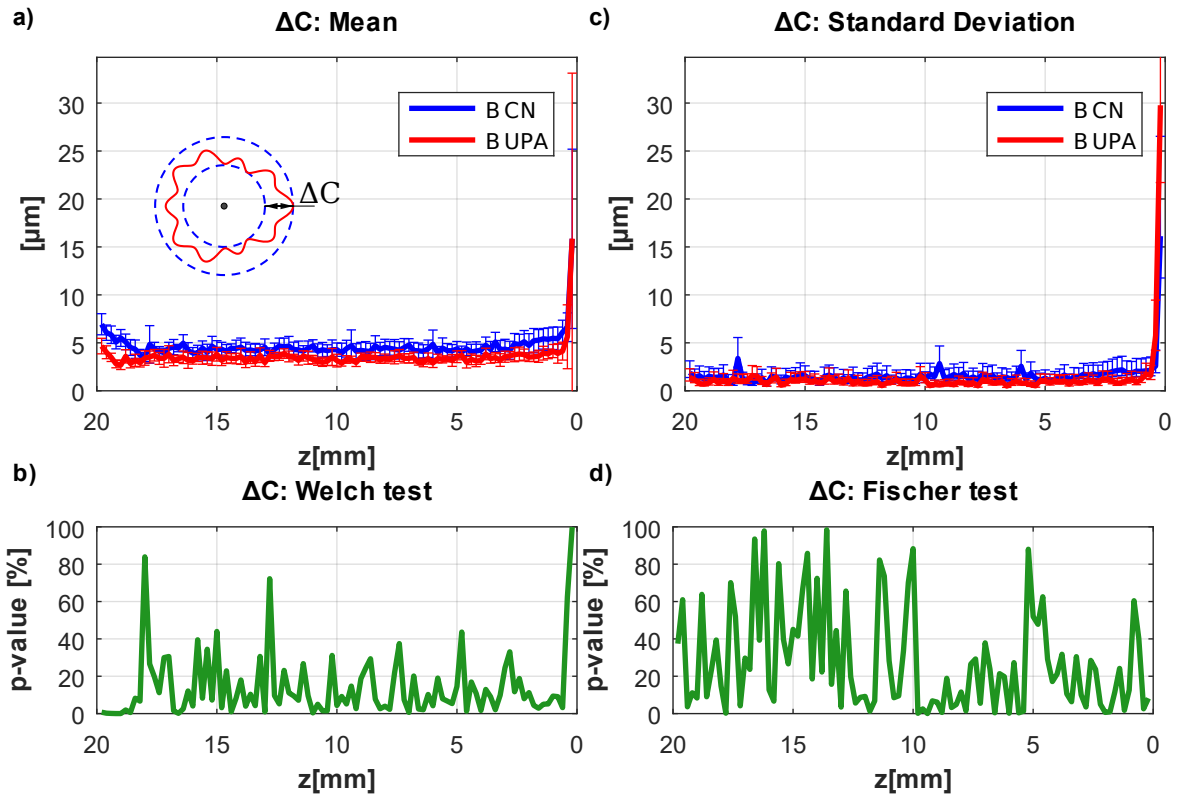


FIGURE D.12 – Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l’outil B en perçage conventionnel versus perçage avec UPA.

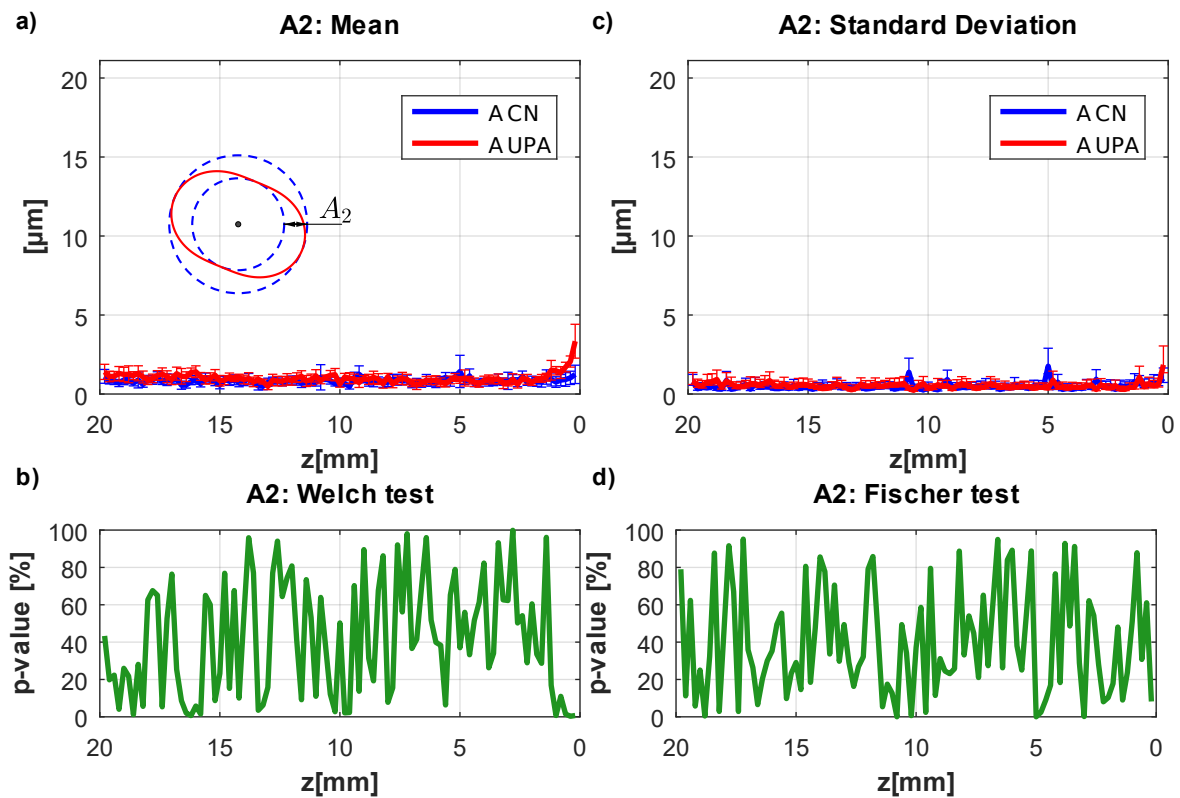


FIGURE D.13 – Comparaison de l’amplitude du second harmonique A_2 généré par l’outil A en perçage conventionnel versus perçage avec UPA.

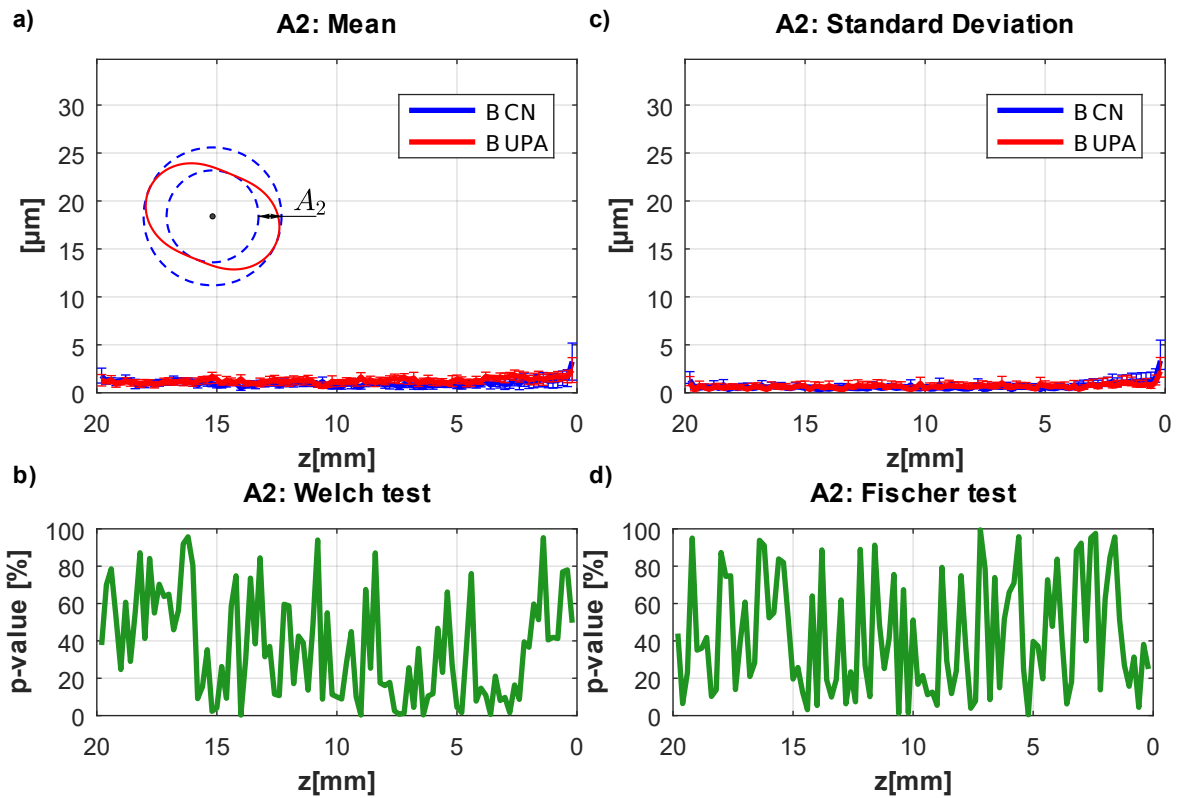


FIGURE D.14 – Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage avec UPA.

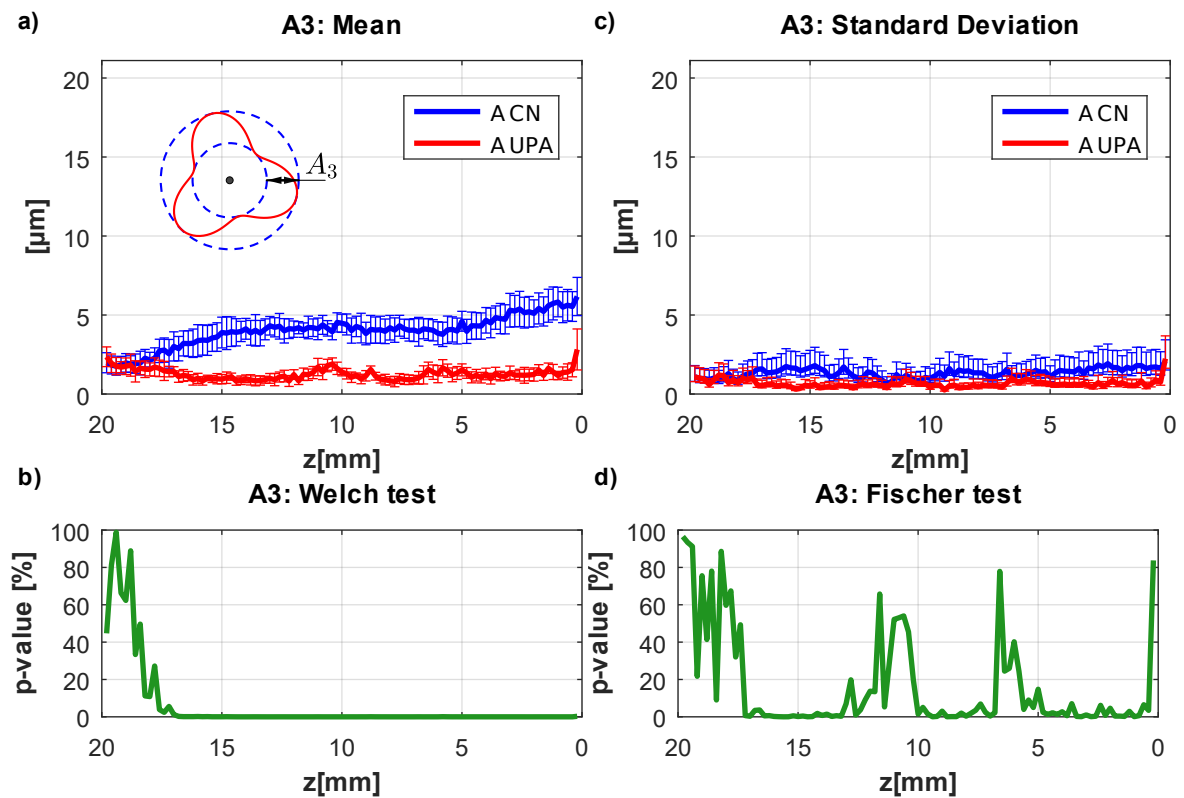


FIGURE D.15 – Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil A en perçage conventionnel versus perçage avec UPA.

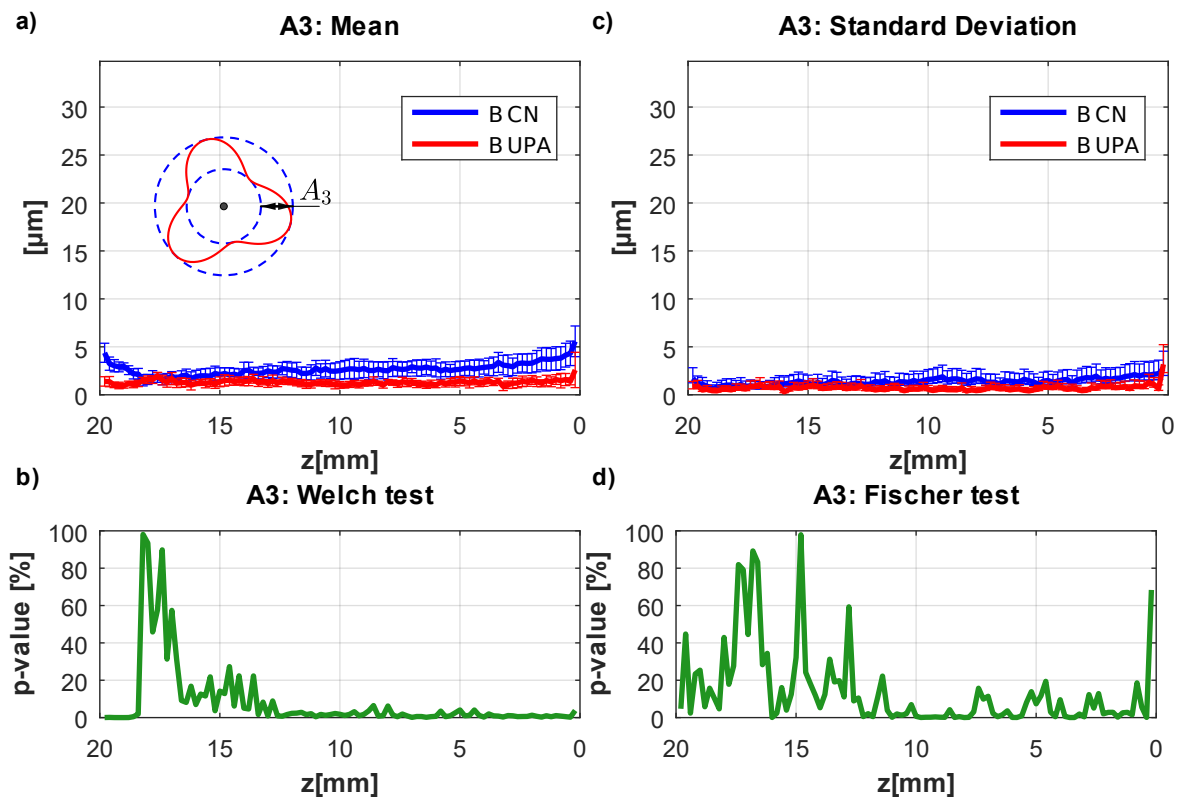


FIGURE D.16 – Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil B en perçage conventionnel versus perçage avec UPA.

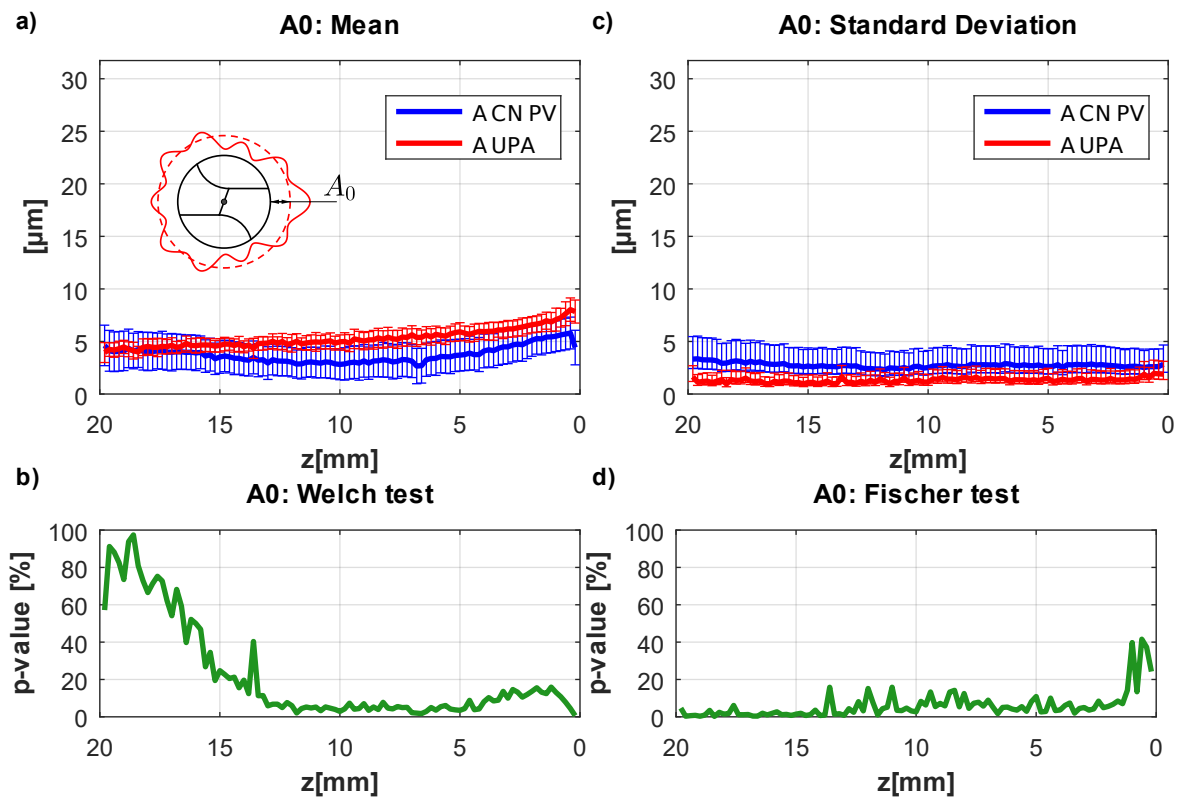


FIGURE D.17 – Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil A en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA.

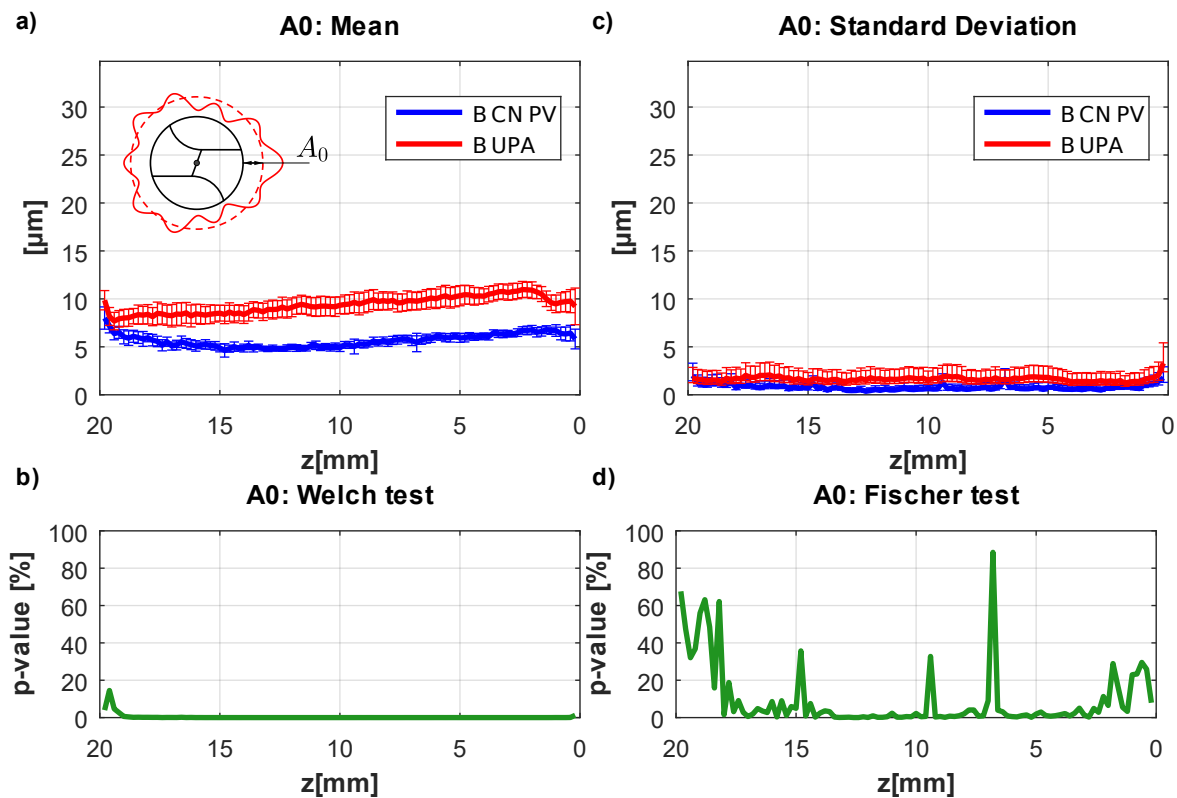


FIGURE D.18 – Comparaison de l'agrandissement A_0 généré par l'outil B en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA.

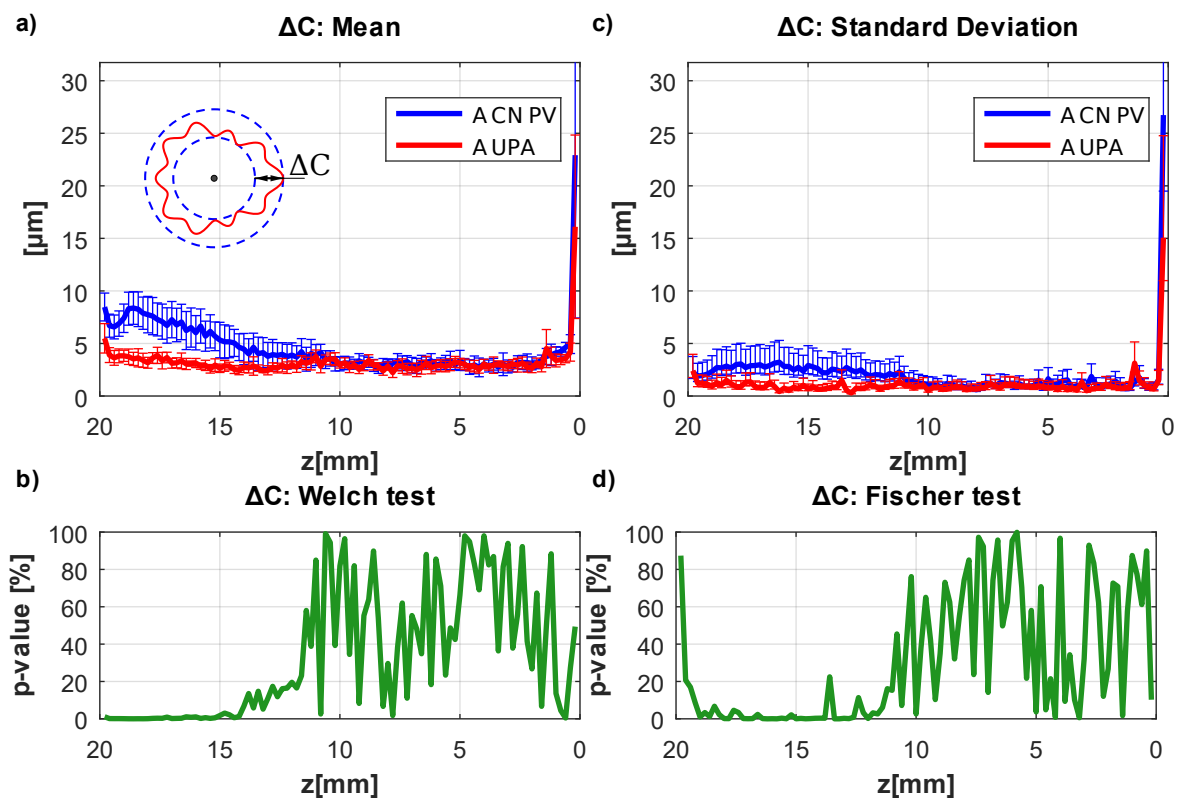


FIGURE D.19 – Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l'outil A en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA.

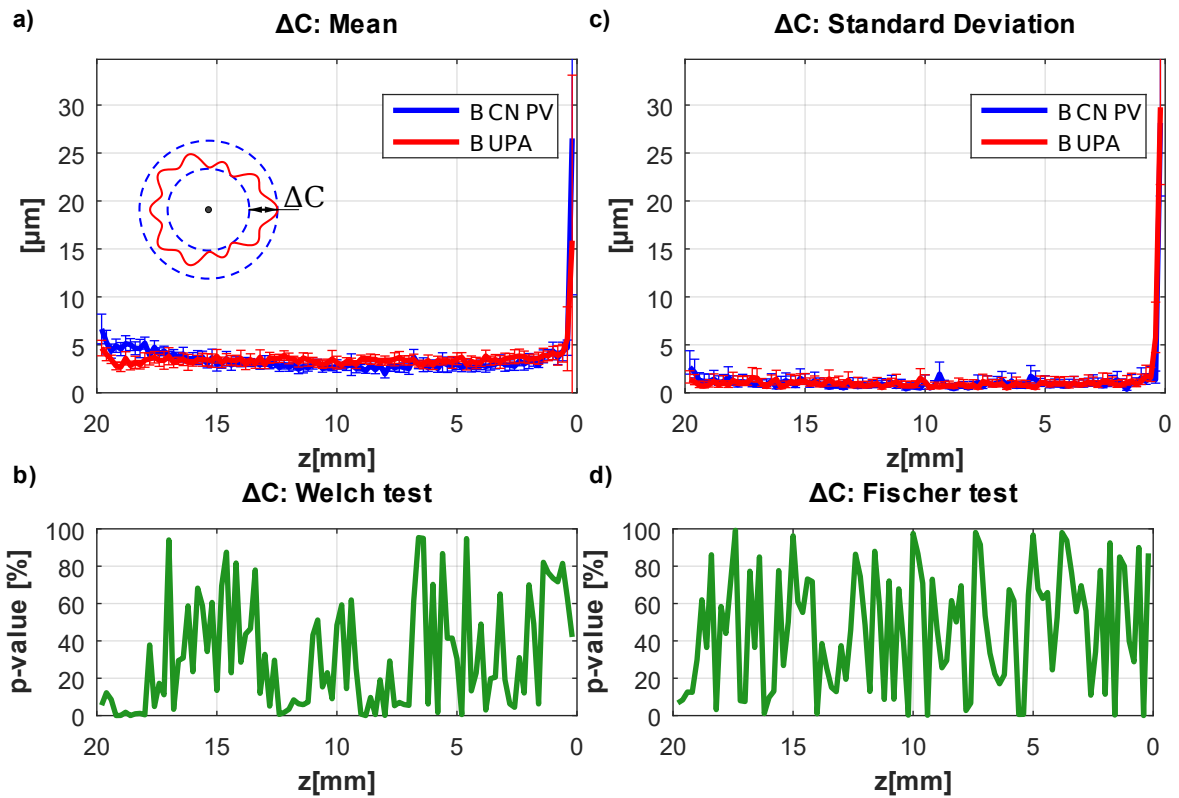


FIGURE D.20 – Comparaison du défaut de circularité ΔC généré par l’outil B en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA.

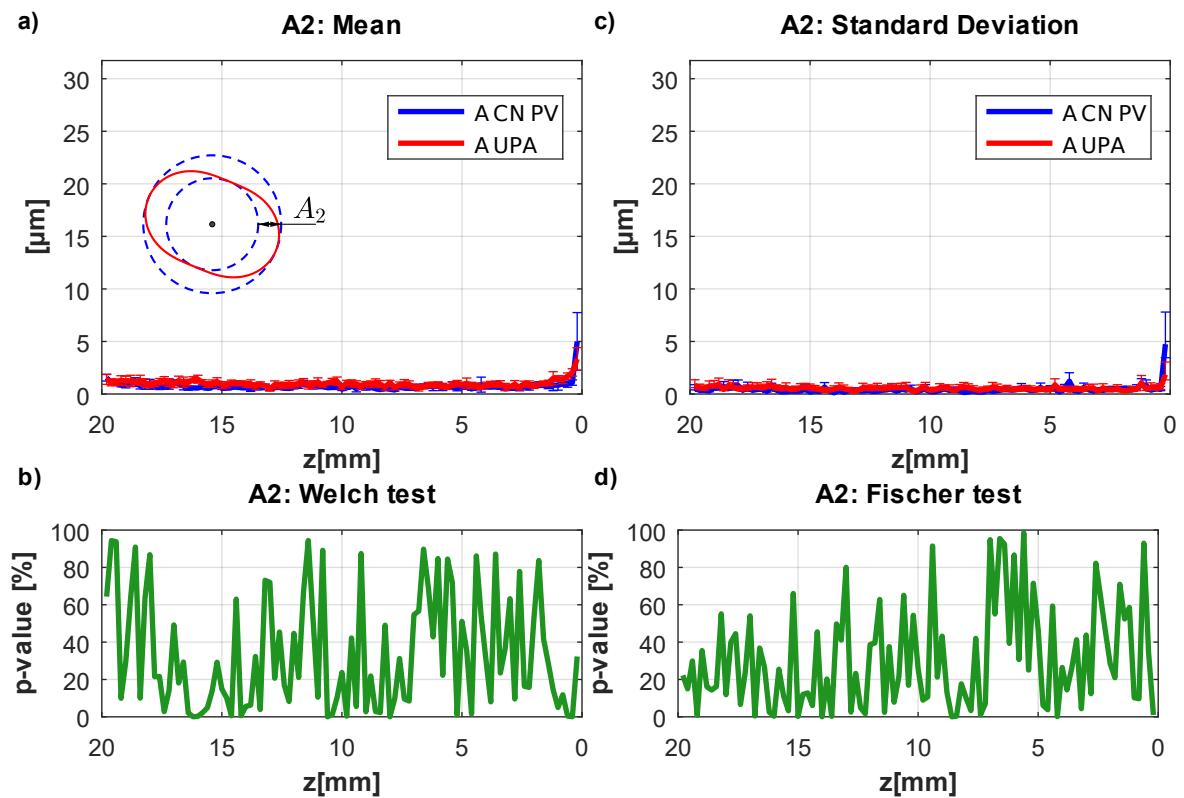


FIGURE D.21 – Comparaison de l’amplitude du second harmonique A_2 généré par l’outil A en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA.

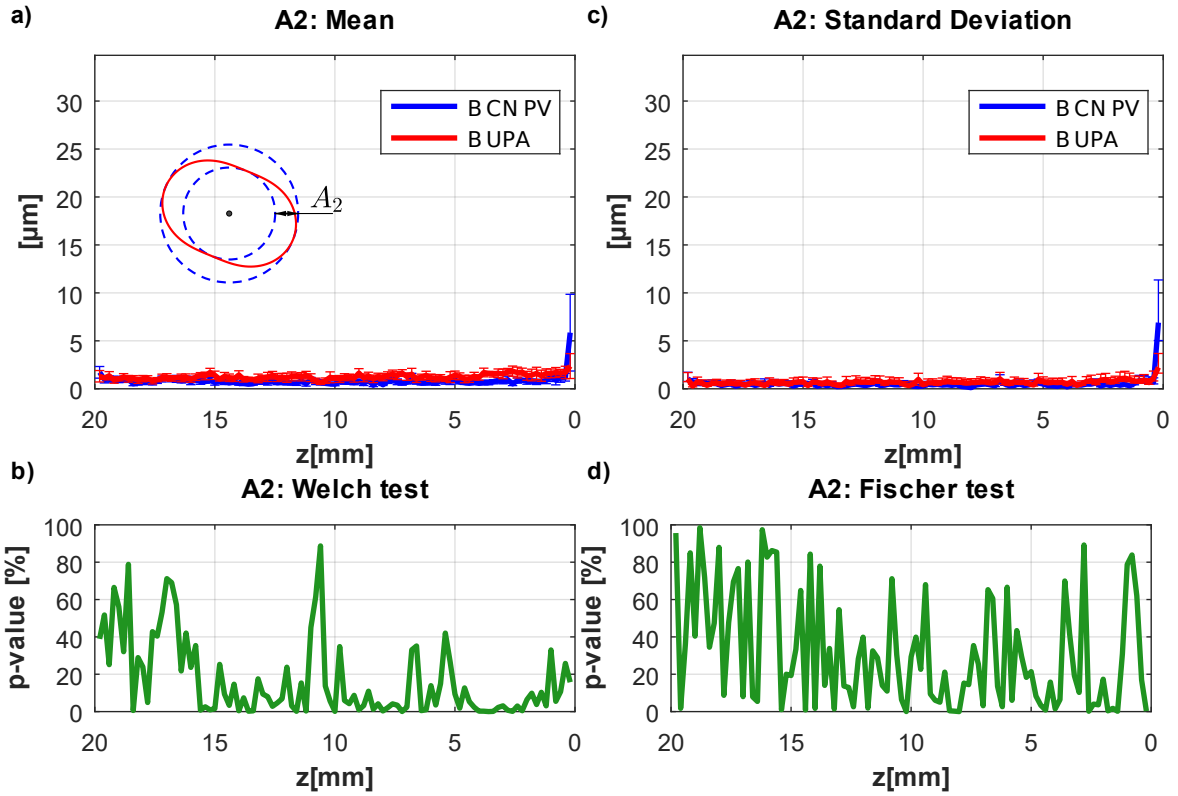


FIGURE D.22 – Comparaison de l'amplitude du second harmonique A_2 généré par l'outil B en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA.

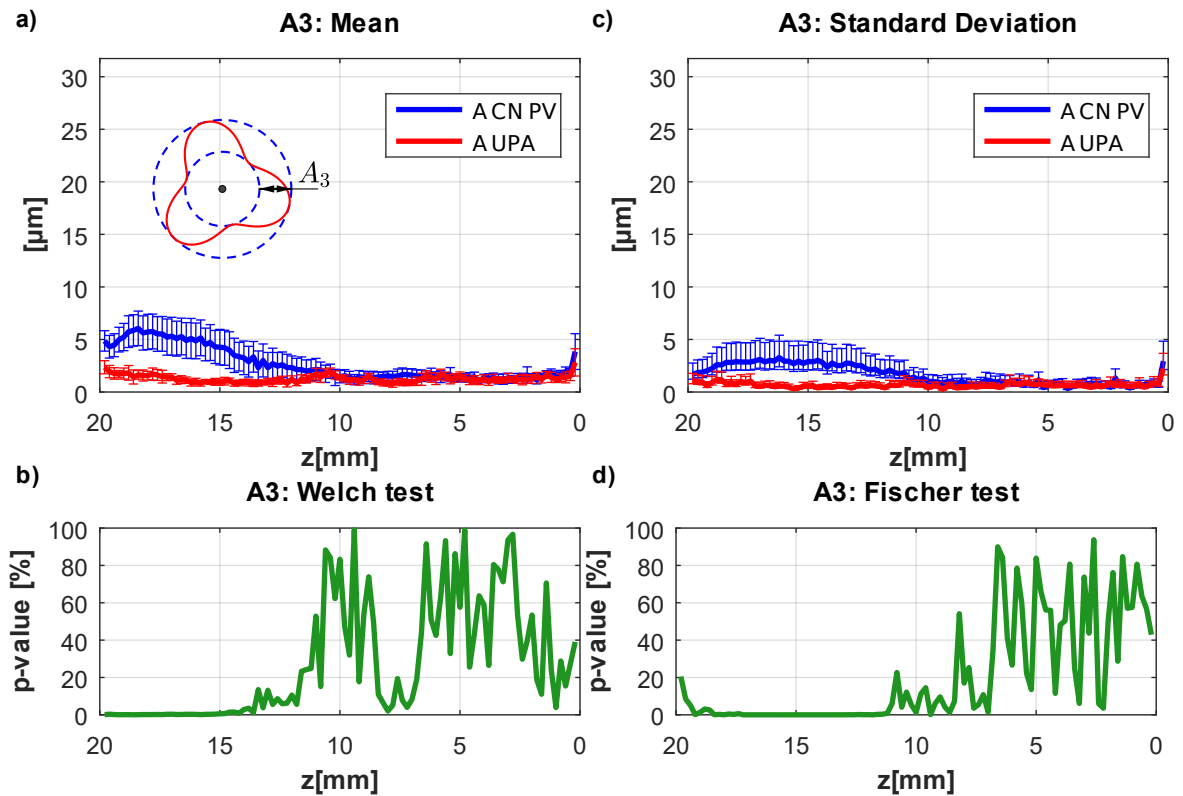


FIGURE D.23 – Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil A en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA.

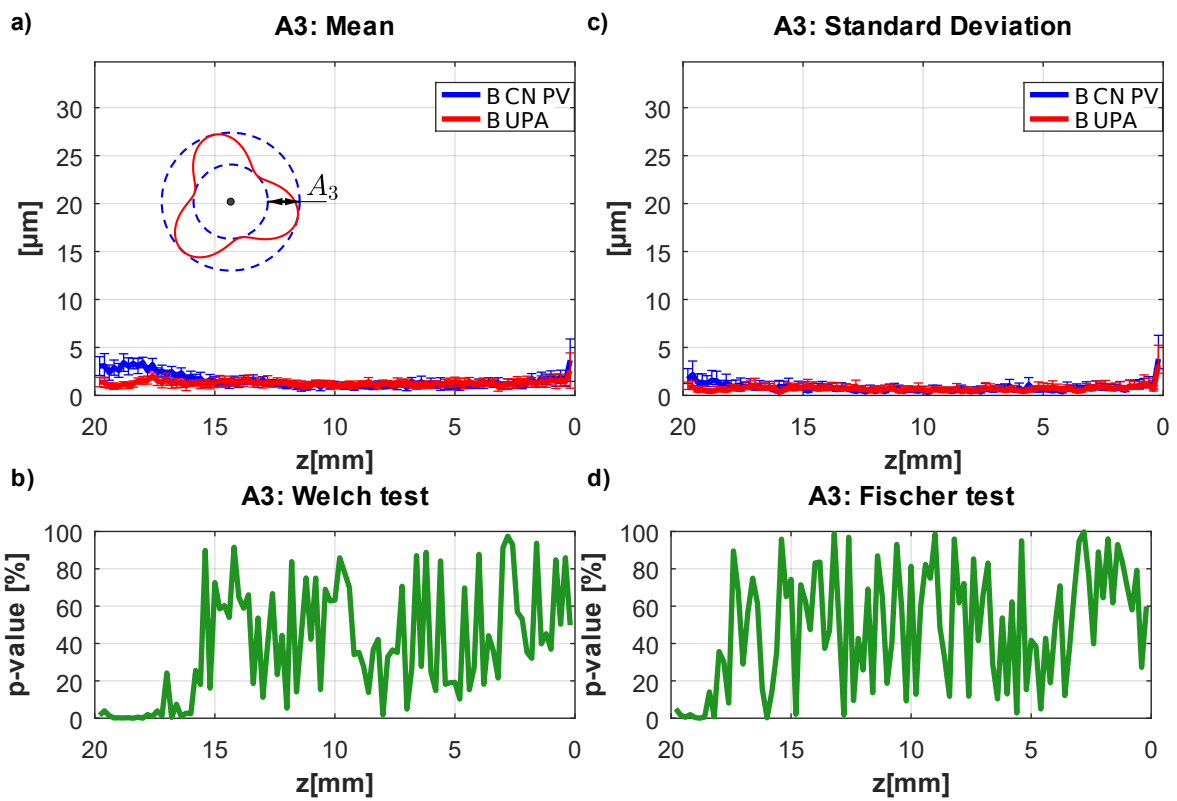


FIGURE D.24 – Comparaison de l'amplitude du troisième harmonique A_3 généré par l'outil B en perçage vibratoire à oscillations forcées versus perçage avec UPA.

Bibliographie

- [1] Lisi aerospace.
URL <https://www.lisi-aerospace.com/>
- [2] Sandvik Coromant - outils et solutions pour l'usinage.
URL <https://www.sandvik.coromant.com>
- [3] J. C. Roukema, Y. Altintas, Generalized modeling of drilling vibrations. Part I : Time domain model of drilling kinematics, dynamics and hole formation, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 47 (9) (2007) 1455–1473. doi :10.1016/j.ijmachtools.2006.10.005.
- [4] K. Ahmadi, Y. Altintas, Identification of Machining Process Damping Using Output-Only Modal Analysis, *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 136 (5) (2014) 051017. doi :10.1115/1.4027676.
- [5] P. V. Bayly, M. T. Lamar, S. G. Calvert, Low-Frequency Regenerative Vibration and the Formation of Lobed Holes in Drilling, *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 124 (2) (2002) 275–285. doi :10.1115/1.1459087.
- [6] A. G. Ulsoy, O. Tekinalp, E. Lenz, Dynamic Modeling of Transverse Drill Bit Vibrations, *CIRP Annals* 33 (1) (1984) 253–258. doi :10.1016/S0007-8506(07)61420-6.
- [7] M. Dursapt, Aide-mémoire - Métrologie dimensionnelle, Dunod, 2009, ISBN : 978-2-10-051889-0.
- [8] F. Bergeret, S. Mercier, Maîtrise statistique des procédés Principes et cas industriels, Dunod, Paris, 2011, ISBN : 978-2-10-056777-5.
- [9] H. Fujii, E. Marui, S. Ema, Whirling Vibration in Drilling. Part 1 : Cause of Vibration and Role of Chisel Edge, *Journal of Engineering for Industry* 108 (3) (1986) 157–162. doi :10.1115/1.3187057.
- [10] E. Abele, J. Elsenheimer, J. Hohenstein, M. Tschannerl, Influence of Drill Dynamics on Bore Quality, *CIRP Annals* 54 (1) (2005) 83–86. doi :10.1016/S0007-8506(07)60055-9.
- [11] H. Fujii, E. Marui, S. Ema, Whirling Vibration in Drilling. Part 2 : Influence of Drill Geometries, Particularly of the Drill Flank, on the Initiation of Vibration, *Journal of Engineering for Industry* 108 (3) (1986) 163–168. doi :10.1115/1.3187058.
- [12] S. Ema, H. Fujii, E. Marui, Whirling Vibration in Drilling. Part 3 : Vibration Analysis in Drilling Workpiece with a Pilot Hole, *Journal of Engineering for Industry* 110 (4) (1988) 315–321. doi :10.1115/1.3187888.
- [13] S. J. Lee, K. F. Eman, S. M. Wu, An Analysis of the Drill Wandering Motion, *Journal of Engineering for Industry* 109 (4) (1987) 297–305. doi :10.1115/1.3187132.
- [14] A. C. Wijeyewickrema, L. M. Keer, K. F. Ehmann, Drill wandering motion : Experiment and analysis, *International Journal of Mechanical Sciences* 37 (5) (1995) 495–509. doi :10.1016/0020-7403(94)00079-Y.

- [15] Z. Katz, A. Poustie, On the Hole Quality and Drill Wandering Relationship ;, International Journal of Advanced Manufacturing Technology 17 (4) (2001) 233–237. doi :10.1007/PL00003945.
- [16] D. Dille, P. Bayly, A. Schaut, Effects of the chisel edge on the chatter frequency in drilling, Journal of Sound and Vibration 281 (1-2) (2005) 423–438. doi :10.1016/j.jsv.2004.03.065.
- [17] D. Galloway, Some experiments on the influence of various factors on drill performance, Transactions of ASME 79 (1957) 191–231.
- [18] W. Haggerty, Effect of point geometry and dimensional symmetry on drill performance, International Journal of Machine Tool Design and Research 1 (1-2) (1961) 41–58. doi :10.1016/0020-7357(61)90043-9.
- [19] R. J. Furness, C. L. Wu, A. G. Ulsoy, Statistical Analysis of the Effects of Feed, Speed, and Wear on Hole Quality in Drilling, Journal of Manufacturing Science and Engineering 118 (3) (1996) 367–375. doi :10.1115/1.2831038.
- [20] A. Abdelhafeez, S. Soo, D. Aspinwall, A. Dowson, D. Arnold, Burr Formation and Hole Quality when Drilling Titanium and Aluminium Alloys, Procedia CIRP 37 (2015) 230–235. doi :10.1016/j.procir.2015.08.019.
- [21] H. Endo, T. Murahashi, E. Marui, Accuracy estimation of drilled holes with small diameter and influence of drill parameter on the machining accuracy when drilling in mild steel sheet, International Journal of Machine Tools and Manufacture 47 (1) (2007) 175–181. doi :10.1016/j.ijmachtools.2006.02.001.
- [22] Percage, Wikipédia.
URL <https://fr.wikipedia.org/wiki/Percage>
- [23] H. Paris, S. Tichkiewitch, G. Peigné, Modelling the Vibratory Drilling Process to Foresee Cutting Parameters, CIRP Annals 54 (1) (2005) 367–370. doi :10.1016/S0007-8506(07)60124-3.
- [24] H. Paris, J. Rech, Percage vibratoire autoentretenu, Techniques de l'Ingénieur.
- [25] O. Pecat, E. Brinksmeier, Low Damage Drilling of CFRP/Titanium Compound Materials for Fastening, Procedia CIRP 13 (2014) 1–7. doi :10.1016/j.procir.2014.04.001.
- [26] K. Okamura, H. Sasahara, T. Segawa, M. Tsutsumi, Low-Frequency Vibration Drilling of Titanium Alloy, JSME International Journal Series C 49 (1) (2006) 76–82. doi :10.1299/jsmec.49.76.
- [27] O. Pecat, E. Brinksmeier, Tool Wear Analyses in Low Frequency Vibration Assisted Drilling of CFRP/Ti6Al4V Stack Material, Procedia CIRP 14 (2014) 142–147. doi :10.1016/j.procir.2014.03.050.
- [28] E. Brinksmeier, O. Pecat, R. Rentsch, Quantitative analysis of chip extraction in drilling of Ti6Al4V, CIRP Annals 64 (1) (2015) 93–96. doi :10.1016/j.cirp.2015.04.064.
- [29] S. Tichkiewitch, G. Moraru, D. Brun-Picard, A. Gousskov, Self-Excited Vibration Drilling Models and Experiments, CIRP Annals 51 (1) (2002) 311–314. doi :10.1016/S0007-8506(07)61524-8.
- [30] N. Guibert, H. Paris, J. Rech, A numerical simulator to predict the dynamical behavior of the self-vibratory drilling head, International Journal of Machine Tools and Manufacture 48 (6) (2008) 644–655. doi :10.1016/j.ijmachtools.2007.11.003.

- [31] H. Paris, D. Brissaud, A. Gousskov, N. Guibert, J. Rech, Influence of the ploughing effect on the dynamic behaviour of the self-vibratory drilling head, *CIRP Annals* 57 (1) (2008) 385–388. doi :10.1016/j.cirp.2008.03.101.
- [32] N. Guibert, H. Paris, J. Rech, C. Claudin, Identification of thrust force models for vibratory drilling, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49 (9) (2009) 730–738. doi :10.1016/j.ijmachtools.2009.02.007.
- [33] F. Forestier, V. Gagnol, P. Ray, H. Paris, Model-based cutting prediction for a self-vibratory drilling head - spindle system, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 52 (1) (2012) 59–68. doi :10.1016/j.ijmachtools.2011.09.001.
- [34] G. Moraru, P. D. Brun, Dispositif de perçage a oscillations axiales, (FR2892959A1) (May 2007).
URL <https://patents.google.com/patent/FR2892959A1/fr>
- [35] G. Peigne, Roulement a bague, a déplacement axial et outillage de façonnage equipe d’un tel roulement, (FR2902848A1) (Dec. 2007).
URL <https://patents.google.com/patent/FR2902848A1/fr>
- [36] G. Moraru, P. Veron, P. Rabate, Axially vibrating boring head, (EP2429747B1) (Apr. 2013).
URL <https://patents.google.com/patent/EP2429747B1/en>
- [37] M. Ladonne, Y. Landon, O. Cahuc, M. Cherif, J. K’Nevez, C. de Castelbajec, Modeling the chip morphology during Vibrations Assisted Drilling of Ti-6Al-4V (2013) 9.
- [38] M. Ladonne, O. Cahuc, J. K’Nevez, Y. Landon, M. Cherif, Dynamic modelling of vibrations assisted drilling, *Annals of the Academy of Romanian Scientists* 7 (1) (2015) 12.
- [39] M. Ladonne, M. Cherif, Y. Landon, J. K’Nevez, O. Cahuc, C. de Castelbajec, Modeling the vibration-assisted drilling process : identification of influential phenomena, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 81 (9-12) (2015) 1657–1666. doi :10.1007/s00170-015-7315-8.
- [40] J. Le Dref, Y. Landon, G. Dessenin, C. Espinosa, Modelling kinematics and cutting forces in vibration assisted drilling, *Mechanics & Industry* 17 (3) (2016) 301. doi :10.1051/meca/2015078.
- [41] T. Paulsen, O. Pecat, A. Wagner, E. Brinksmeier, Modification of oscillation modes in low frequency vibration assisted drilling, *Procedia Manufacturing* 14 (2017) 1–7. doi :10.1016/j.promfg.2017.11.001.
- [42] L. Shaomin, Z. Deyuan, G. Daxi, S. Zhenyu, T. Hui, Modeling and drilling parameters optimization on burr height using harmony search algorithm in low-frequency vibration-assisted drilling, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 101 (9-12) (2019) 2313–2325. doi :10.1007/s00170-018-2997-3.
- [43] M. et Bertrand, Frédéric, *Initiation à la statistique avec R - 3ème édition*, Dunod, 2018, ISBN : 978-2-10-078282-6.
- [44] C. Bonnet, Compréhension des mécanismes de coupe lors du perçage à sec de l’empilage Ti6Al4V/Composite fibre de carbone, Thèse de doctorat, ENSAM, Paris, ref. 2010-ENSAM-0033.
- [45] D. Stephenson, J. Agapiou, Calculation of main cutting edge forces and torque for drills with arbitrary point geometries, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 32 (4) (1992) 521 – 538. doi :10.1016/0890-6955(92)90043-G.

- [46] V. Chandrasekharan, S. G. Kapoor, R. E. DeVor, A Mechanistic Approach to Predicting the Cutting Forces in Drilling : With Application to Fiber-Reinforced Composite Materials, *Journal of Engineering for Industry* 117 (4) (1995) 559–570. doi :10.1115/1.2803534.
- [47] D. A. Stephenson, P. Bandyopadhyay, Process-Independent Force Characterization for Metal-Cutting Simulation, *Journal of Engineering Materials and Technology* 119 (1) (1997) 86–94. doi :10.1115/1.2805980.
- [48] V. Chandrasekharan, S. G. Kapoor, R. E. DeVor, A Mechanistic Model to Predict the Cutting Force System for Arbitrary Drill Point Geometry, *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 120 (3) (1998) 563–570. doi :10.1115/1.2830160.
- [49] A new dynamic model for drilling and reaming processes, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 42 (2) (2002) 299 – 311. doi :10.1016/S0890-6955(01)00102-X.
- [50] E. Budak, Y. Altintas, E. J. A. Armarego, Prediction of Milling Force Coefficients From Orthogonal Cutting Data, *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 118 (2) (1996) 216–224. doi :10.1115/1.2831014.
- [51] Y. Altintas, *Manufacturing Automation*, 2nd Edition, Cambridge University Press, 2012, ISBN : 978-0-521-17247-9. doi :10.1017/CBO9780511843723.002.
- [52] M. Kaymakci, Z. Kilic, Y. Altintas, Unified cutting force model for turning, boring, drilling and milling operations, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 54-55 (2012) 34–45. doi :10.1016/j.ijmactools.2011.12.008.
- [53] H. Paris, D. Brissaud, A. Gousskov, A more realistic cutting force model at uncut chip thickness close to zero, *CIRP Annals* 56 (1) (2007) 415 – 418. doi :10.1016/j.cirp.2007.05.096.
- [54] K. Ahmadi, A. Savilov, Modeling the mechanics and dynamics of arbitrary edge drills, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 89 (2015) 208 – 220. doi :10.1016/j.ijmactools.2014.11.012.
- [55] C. Claudin, G. Poulachon, M. Lambertin, Correlation between drill geometry and mechanical forces in mql conditions, *Machining Science and Technology* 12 (1) (2008) 133–144. doi :10.1080/10910340801918275.
- [56] B. Clément, *Analyse de données en sciences expérimentales : Cours et exercices corrigés*, Dunod, 2012, ISBN : 978-2-10-057569-5.
- [57] P. V. Bayly, S. A. Metzler, A. J. Schaut, K. A. Young, Theory of Torsional Chatter in Twist Drills : Model, Stability Analysis and Composition to Test, *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 123 (4) (2000) 552–561. doi :10.1115/1.1381399.
- [58] J. C. Roukema, Y. Altintas, Time domain simulation of torsional–axial vibrations in drilling, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 46 (15) (2006) 2073–2085. doi :10.1016/j.ijmactools.2005.12.010.
- [59] J. C. Roukema, Y. Altintas, Generalized modeling of drilling vibrations. Part II : Chatter stability in frequency domain, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 47 (9) (2007) 1474–1485. doi :10.1016/j.ijmactools.2006.10.006.
- [60] T. Arvajah, F. Ismail, Machining stability in high speed drilling—Part 2 : Time domain simulation of a bending–torsional model and experimental validations, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 46 (12-13) (2006) 1573–1581. doi :10.1016/j.ijmactools.2005.09.019.

- [61] K. Ahmadi, Y. Altintas, Stability of lateral, torsional and axial vibrations in drilling, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 68 (2013) 63 – 74. doi :10.1016/j.ijmachtools.2013.01.006.
- [62] T. Insperger, G. Stépán, Semi-discretization method for delayed systems., *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 55 (5) (2002) 503–518. doi :10.1002/nme.505.
- [63] S. A. Metzler, P. V. Bayly, K. A. Young, J. E. Halley, Analysis and simulation of radial chatter in drilling and reaming, in : ASME (Ed.), *Proceeding of DETC99*, 1999, pp. 1711–1719.
- [64] P. V. Bayly, K. A. Young, S. G. Calvert, J. E. Halley, Analysis of Tool Oscillation and Hole Roundness Error in a Quasi-Static Model of Reaming, *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 123 (3) (2000) 387–396. doi :10.1115/1.1383551.
- [65] Z. Kilic, Y. Altintas, Generalized mechanics and dynamics of metal cutting operations for unified simulations, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 104 (2016) 1–13. doi :10.1016/j.ijmachtools.2016.01.006.
- [66] R. Y. Chiou, S. Y. Liang, Chatter stability of a slender cutting tool in turning with tool wear effect, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 38 (4) (1998) 315–327. doi :10.1016/S0890-6955(97)00079-5.
- [67] D. Wu, Application of a comprehensive dynamic cutting force model to orthogonal wave-generating processes, *International Journal of Mechanical Sciences* 30 (8) (1988) 581–600. doi :10.1016/0020-7403(88)90101-4.
- [68] Y. Altıntaş, E. Budak, Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, *CIRP Annals* 44 (1) (1995) 357–362. doi :10.1016/S0007-8506(07)62342-7.
- [69] S. A. Tobias, W. Fishwick, Theory of regenerative machine tool chatter, *The Engineer*.
- [70] Y. Altintas, M. Weck, Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding, *CIRP Annals* 53 (2) (2004) 619–642. doi :10.1016/S0007-8506(07)60032-8.
- [71] O. Tekinalp, A. G. Ulsoy, Effects of Geometric and Process Parameters on Drill Transverse Vibrations, *Journal of Engineering for Industry* 112 (2) (1990) 189–194. doi :10.1115/1.2899566.

N° d'ordre : 2021LYSEE001

Raphaël Lorain

Contribution to the modelling of the surface geometrical quality generated during vibratory drilling - Application to aeronautical parts in titanium alloy Ti6Al4V

Speciality : Mechanics and Engineering

Keywords : Drilling, Quality, Vibrations

Abstract :

The use of forced vibration drilling process has grown widely in the aircraft industry in recent years. This technology allows good chip fragmentation and limits heat production, in particular when drilling titanium alloys. Forced vibration drilling process is often used on Automatic Drilling Unit (ADU). These devices offer a low radial rigidity. Thus, the combination of a flexible machine and a discontinuous cutting process induces a significant risk of radial oscillations of the drill during the different phases of the drilling which, in fine, results in geometric deviations in the cylindricity and the dimension of the holes generated.

Obtaining a good geometric quality of the holes using these devices depends on a set of interacting factors, such as the grinding of the tool tip, the particular kinematics of the operation linked to the use of vibration drilling process, the mechanical characteristics of the material drilled, and the characteristics of the machine used to perform the operation.

The present work is divided in two parts. The first part aims to characterize the geometry of holes surface. An original method, having a strong discriminating capability, is proposed. It identifies the critical parameters that control the dynamics of the process. The implementation of this method has shown its ability to quantify the influence of the drill-bush and the influence of the web-thinning geometry.

The second part of the work focuses on an analytical model of the forced vibration drilling process dynamics taking into account the forces distribution along the cutting edges, and especially near the centre of the tool (web thinning). The objective of this analytical model is to predict the lateral displacements of the tool tip during the full material penetration phase, given the major impact of this step in controlling the geometric quality of the holes.

N° d'ordre : 2021LYSEE001

Raphaël LORAIN

Contribution à la modélisation de la qualité géométrique des surfaces générées en perçage vibratoire - Application au cas de pièces aéronautiques en alliage de titane Ti6Al4V

Spécialité: Mécanique et Ingénierie

Mots clefs : Perçage, Qualité, Vibrations

Résumé :

L'utilisation du perçage vibratoire à oscillations forcées s'est largement répandue dans l'industrie aéronautique ces dernières années. Cette technologie permet une bonne fragmentation du copeau et limite la production de chaleur, en particulier lors du perçage des alliages de titane. Le perçage vibratoire est souvent utilisé sur des machines de type Unités de Perçages Automatisées (UPA). Ces dispositifs offrent peu de rigidité radiale. Ainsi la combinaison d'une machine flexible et d'une coupe discontinue induit un risque important d'oscillations radiales du foret lors des différentes phases du perçage qui, in fine, se traduit par des écarts géométriques sur la cylindricité et la dimension des perçages générés.

L'obtention d'une bonne qualité géométrique des perçages à l'aide de ces dispositifs relève d'un ensemble de facteurs en interaction, tels que l'affûtage de la pointe du foret, la cinématique particulière de l'opération liée à l'utilisation du perçage vibratoire, les caractéristiques mécaniques du matériau percé, et les caractéristiques de la machine employée pour réaliser l'opération.

Les travaux présentés dans cette thèse se composent de deux parties. La première partie vise à caractériser la géométrie des surfaces. Une méthode originale, ayant un fort pouvoir discriminant, est proposée. Elle permet d'identifier les paramètres critiques qui contrôlent la dynamique du procédé. La mise en œuvre de cette méthode a permis de montrer sa capacité à quantifier l'influence du guidage du foret (canon) et l'influence de l'affûtage de l'amincissement d'âme du foret.

La seconde partie du travail s'attache à proposer une modélisation analytique de la dynamique du procédé de perçage vibratoire prenant en compte la répartition des efforts le long des arêtes de coupe, et plus particulièrement au centre de l'outil (amincissement d'âme). L'objectif de ce modèle analytique est de prédire les déplacements latéraux de la pointe de l'outil lors de la phase de pénétration en pleine matière, compte tenu de l'impact majeur de cette étape dans la maîtrise de la qualité géométrique des trous.