



**HAL**  
open science

# Développement de portes-outils, d'outils et de modèles pour la maîtrise du perçage vibratoire

Pierre Naisson

► **To cite this version:**

Pierre Naisson. Développement de portes-outils, d'outils et de modèles pour la maîtrise du perçage vibratoire. Matériaux. Université de Grenoble, 2011. Français. NNT : 2011GRENI045 . tel-01361266

**HAL Id: tel-01361266**

**<https://theses.hal.science/tel-01361266>**

Submitted on 7 Sep 2016

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

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

**THÈSE**

Pour obtenir le grade de

**DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE**

Spécialité : **Génie industriel : conception et production**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

**Pierre NAISSON**

Thèse dirigée par **Henri PARIS**

et codirigée par **Joël RECH**

préparée au sein **G-SCOP (UMR 5272)** et **LTDS (UMR 5513)**  
et de l'école doctorale **I-MEP<sup>2</sup>**

**Développement de portes-outils,  
d'outils et de modèles pour la maî-  
trise du perçage vibratoire**

Thèse soutenue publiquement le **06 septembre 2011**,  
devant le jury composé de :

**M. Christophe TOURNIER**

Professeur, LURPA, ENS Cachan, Président

**M. Benoit FURET**

Professeur, IRCCYN, Université de Nantes, Rapporteur

**M. René LEROY**

Maître de conférences HDR, CEROC, Université de Tours, Rapporteur

**M. George MORARU**

Maître de conférences, ISIS, Arts et Métiers ParisTech Aix-en-Provence,  
Examineur

**M. Henri PARIS**

Professeur, G-SCOP, UJF Grenoble, Directeur de thèse

**M. Joël RECH**

Maître de conférences HDR, LTDS, ENISE, Co-Directeur de thèse

**M. Ugo MASCIANTONIO**

Ingénieur d'étude, PPI, CETIM, Invité

**M. Lionel DUMAS**

Ingénieur, TIVOLY, Invité







# Table des matières

<b>Remerciements</b>	<b>vii</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>ix</b>
<b>Introduction</b>	<b>xi</b>
<b>1 Techniques avancées de forage</b>	<b>1</b>
1.1 Introduction aux problématiques du perçage et du forage . . . . .	3
1.1.1 Généralités sur le perçage . . . . .	3
1.1.2 Définition géométrique des outils . . . . .	4
1.1.3 Problématique du perçage profond . . . . .	7
1.2 Solutions technologiques pour le forage . . . . .	9
1.2.1 Critères . . . . .	9
1.2.2 Applications industrielles . . . . .	10
1.2.3 Technologies vibratoires applicables au perçage profond . . . . .	14
1.3 Technique de perçage vibratoire auto entretenu . . . . .	19
1.3.1 Présentation . . . . .	19
1.3.2 Modèles associés . . . . .	20
1.3.3 Géométrie d'outil adaptée . . . . .	29
1.3.4 Définition d'un porte outil . . . . .	32
1.4 Modèle d'effort pour le perçage vibratoire . . . . .	34
1.4.1 Pourquoi un modèle d'effort pour le <i>PVAE</i> ? . . . . .	34
1.4.2 Effort globaux à l'échelle de l'outil . . . . .	34
1.4.3 Modèle d'effort pour le perçage vibratoire . . . . .	35
1.5 Conclusions sur l'état de l'art . . . . .	36
<b>2 Porte outil vibratoire industriel</b>	<b>39</b>
2.1 Définition du cahier des charges . . . . .	41
2.1.1 Étude fonctionnelle . . . . .	41
2.1.2 Contraintes industrielles . . . . .	42
2.1.3 Cahier des charges d'un <i>POV</i> . . . . .	44
2.2 Fonctionnement théorique du <i>POV</i> . . . . .	45
2.2.1 Apport de la théorie des lobes de stabilité . . . . .	45

2.2.2	Choix des configurations de masse et raideur . . . . .	49
2.3	Solution technologique . . . . .	50
2.3.1	Guidage . . . . .	50
2.3.2	Ressort . . . . .	54
2.3.3	POV retenu . . . . .	59
2.4	Validation expérimentale . . . . .	59
2.4.1	Moyens de controle . . . . .	60
2.4.2	Validation de la configuration de masse et raideur . . . . .	62
2.4.3	Mesures lors d'un essai vibratoire . . . . .	66
2.4.4	Validation du porte outil vibratoire en perçage . . . . .	69
2.5	Du porte outil au perçage vibratoire . . . . .	73
<b>3</b>	<b>Développement d'outils pour le PVAE</b>	<b>75</b>
3.1	Géométrie des outils coupants . . . . .	77
3.1.1	Référentiels de mesure . . . . .	77
3.1.2	Moyens de contrôle . . . . .	79
3.2	Influence de la macro géométrie . . . . .	84
3.2.1	De la conicité des outils longs . . . . .	85
3.2.2	Diamètre du foret . . . . .	87
3.2.3	Rôle de la dépouille . . . . .	88
3.3	Analyse du comportement mésoscopique . . . . .	92
3.3.1	Influence du frottement . . . . .	92
3.3.2	Comportement du matériau . . . . .	101
3.3.3	Choix d'un substrat adapté . . . . .	103
3.3.4	De la préparation d'arête . . . . .	111
3.4	Impacts de la fabrication sur la performance . . . . .	118
3.4.1	Fabrication d'un foret . . . . .	118
3.4.2	Notions de fabricabilité . . . . .	120
3.5	Un bilan sur la conception d'outils coupants . . . . .	125
<b>4</b>	<b>Modélisation des efforts en perçage</b>	<b>127</b>
4.1	Modélisation des efforts en perçage . . . . .	129
4.1.1	Approches locales semi analytiques de l'arête de coupe . . . . .	129
4.1.2	Méthode CAM . . . . .	134
4.1.3	Vers des modèles d'effort plus complets . . . . .	136
4.2	Méthode CAM . . . . .	137
4.2.1	Présentation du modèle retenu . . . . .	137
4.2.2	Données d'entrée du CAM . . . . .	142
4.2.3	Identifications des paramètres du CAM . . . . .	144
4.2.4	Étude de sensibilité . . . . .	152
4.2.5	Application à la préparation d'arête . . . . .	158
4.3	Méthode Analytique . . . . .	160
4.3.1	Principe de discrétisation d'arête . . . . .	160
4.3.2	Identification des conditions d'essais . . . . .	162
4.3.3	Banc de coupe orthogonale . . . . .	165

---

4.3.4	Données extraites des essais de coupe . . . . .	166
4.3.5	Modèle phénoménologique de coupe . . . . .	169
4.3.6	Modèle de coupe analytique . . . . .	172
4.3.7	Extraction de données et recalage du modèle . . . . .	175
4.3.8	Application à diverses géométries . . . . .	177
4.4	Quel modèle d'effort pour le <i>PVAE</i> ? . . . . .	180
<b>Conclusion générale</b>		<b>183</b>
<b>A Description des outils utilisés</b>		<b>187</b>
A.1	Outil Tivoly 388 . . . . .	188
A.2	Outil de référence Guibert . . . . .	189
A.3	Outil FGVV . . . . .	190
A.4	Outil Tivoly Sirius . . . . .	191
A.5	Outil Tivoly Polaris . . . . .	192
<b>B Résultats des essais de coupe</b>		<b>193</b>
B.1	Analyse des données de coupe . . . . .	193
B.1.1	Approche COM . . . . .	193
B.1.2	Influence de l'angle de coupe . . . . .	195
B.1.3	Influence de l'angle d'inclinaison d'arête . . . . .	196
B.2	Données extraites des essais de coupe . . . . .	197
<b>Listes des figures</b>		<b>205</b>
<b>Listes des tableaux</b>		<b>207</b>
<b>Références bibliographiques</b>		<b>221</b>

---



# Remerciements

Je souhaite adresser mes remerciements aux membres du jury, notamment pour le temps et l'intérêt qu'ils ont consacré à l'analyse de mes travaux. En premier lieu, Benoit Furet et René Leroy qui ont accepté la tâche de rapporteur de ces travaux, ainsi que Christophe Tournier pour avoir présidé le jury. Merci également à George Moraru pour avoir accepté mon invitation. Je remercie Lionel Dumas et Ugo Masciantonio qui ont suivi mes travaux au court du projet FGVV. Par la même occasion, je tiens à saluer tous les membres du projet FGVV qui ont contribué à la réalisation de ce projet. Enfin, je remercie mes directeurs de thèse, Henri Paris qui malgré la distance à toujours suivi attentivement mes travaux, et Joël Rech qui m'a proposer cette étude à la fin de mon master et qui m'a guidé dans le déroulement des mes travaux.

Bien qu'inscrit à l'Université de Grenoble, j'ai réalisé l'immense majorité de mes travaux au sein du LTDS, sur le site de l'ENISE. Un grand merci à tous les membres de cette équipe, qui ont tous, d'une manière ou d'une autre, aidé à la réalisation de ces travaux.

Ma thèse s'est déroulé dans la bonne humeur grâce notamment à Isabelle Pletto, notre secrétaire adorée, qui a fait passer très agréablement ces un peu plus de trois ans. Qu'elle trouve ici l'expression de ma gratitude pour toutes ses petites attentions qui ont facilité mon parcours au sein du laboratoire.

J'ai eu la chance de côtoyer des gens attachants et sympathiques. En premier lieu, une pensée pour mes collègues de bureau avec qui les journées de travail se déroulaient toujours dans la bonne humeur. Nicolas a réussi à me supporter pendant 3 ans, et m'a permis de découvrir qu'on peut quand s'amuser suspendu avec 20m de vide sous ses pieds. Également pour Frédéric, qui m'a ouvert les yeux sur le monde de la moto et des musiques *alternatives*. Je ne pourrais pas oublier Alexandre, avec qui j'ai réalisé mon master, et qui a été une source de stimulation pour faire du *travail propre, usine!*

On ne réalise pas plus de 9000 trous sans des gens pour vous conseiller et vous aider. Je souhaite tout particulièrement remercier Christophe Claudin qui m'a motivé, aidé, et expliqué tout son savoir sur le perçage. Laurent Grenier, avec qui j'ai travaillé

sur cette technique de perçage vibratoire, a également été un support important pour la réussite de ces travaux, notamment par sa bonne humeur, son volontarisme et le nombre considérable d'essais qu'il a réalisés. Guillaume Kermouche m'a apporté une part de sa connaissance sur le comportement des matériaux et je lui en suis reconnaissant.

Ces travaux ont été conduits au sein de l'équipe Usinage de l'ENISE, et plus particulièrement sur le site du pôle productique. Que les personnels du pôle, Florian, Patrick, Benoit, Patrice, Luigi et Maryane trouvent ici ma grande reconnaissance.

Maintenant que j'ai conclu cette partie de mes travaux, je souhaite bon courage pour la suite à Cédric, Alexandre, Théodore, André, Sawsen, Haïfa et Olga, ainsi que les petits nouveaux, Pierre, Vincent et Fabien. La route est longue, parfois sinueuse, mais elle est toujours motivante.

Un petit mot également pour la promo 2007 de l'ENISE, et tout particulièrement Cédric, le perceur de titane, Thibaud surnommé *Flipper*, Matthieu aka *Bateau*, Rémi ainsi qu'Olivier, Laeticia, Pierre et Yoann.

Enfin, je tiens à remercier ma famille. Sans leur soutien et leur encouragement, je n'aurais probablement pas eu la confiance nécessaire pour mener à bien mes travaux.

Je conclurais ces remerciements par une citation de Pierre Dac qui disait *Il n'y a rien de plus facile que de retrouver une aiguille dans une botte de foin : il suffit de brûler la botte. L'aiguille apparaîtra, mais flambée.*

# Nomenclature

Foret		
$N_c$		Nombre de lèvre de l'outil
$d_{outil}$	$mm$	Diamètre de coupe de l'outil
$h_{pointe}$	$mm$	Hauteur de la pointe
$\gamma_i$	$^\circ$	Angle de coupe dans le plan $i$
$\alpha_i$	$^\circ$	Angle de dépouille dans le plan $i$
$\delta$	$^\circ$	Angle de pointe
$\lambda_s$	$^\circ$	Angle d'inclinaison d'arête dans le plan $P_s$
Perçage - PVAE		
$f_z$	$mm.tr^{-1}.dent^{-1}$	Avance à la dent
$f$	$mm.tr^{-1}$	Avance totale sur l'outil
$N$	$tr.min^{-1}$	Vitesse de rotation
$V_c$	$m.min^{-1}$	Vitesse de coupe
$\tau_c$		Taux de coupe
$f_{vib}$	$vib.tr^{-1}$	Fréquence de vibration
Porte outil vibratoire		
$K_m$	$N.m^2$	Coefficient de coupe
$K$	$N.mm^{-1}$	Raideur axiale du POV
$M$	$kg$	Masse mobile totale du POV
Efforts		
$F_p$	$N$	Effort de poussée sur l'outil
$F_t$	$N$	Effort poussée lié au talonnage
$F_c$	$N$	Effort de coupe
$F_a$	$N$	Effort d'avance
$F_r$	$N$	Effort radial
$F_{1,2,3}$	$N$	Effort sur la zone (1,2,3)
$C_z$	$N.m$	Couple sur l'outil
$C_{1,2,3,l}$	$N.m$	Couple sur la zone (1,2,3,listel)



Coupe		
$t_1$	$mm$	Épaisseur de matière à l'entrée de la bande de cisaillement primaire
$t_2$	$mm$	Épaisseur de matière à la sortie de la bande de cisaillement primaire
$\varphi$	$^\circ$	Angle de cisaillement (de la bande de cisaillement primaire)
$\eta_c$	$^\circ$	Angle d'écoulement du copeau
$w$	$mm$	Largeur de coupe
$\lambda_t$	–	Angle de frottement
$\mu_t$	–	Coefficient de frottement
$V_r$	$m.min^{-1}$	Vitesse de travail résultante
$\theta$	$^\circ$	Angle entre la vitesse de coupe et vitesse de travail résultante

# Introduction

## Contexte

Depuis que l'usinage est examiné par une approche scientifique, le but est l'amélioration de la productivité des opérations. Diverses révolutions ont permis d'augmenter considérablement le nombre de pièces produites par unité de temps, tout en maîtrisant au plus juste la qualité de la pièce finale. L'invention de nouveaux substrats d'outil, l'amélioration des affûtages et des géométries, la maîtrise plus fine des trajectoires et des déplacements de la machine ont contribué à l'émergence de l'usinage grande vitesse, ou UGV. La majorité des opérations d'enlèvement de matière ont profité de ces apports, notamment le tournage ou le fraisage. Mais le domaine du perçage et plus encore celui du forage, est resté à l'écart de ce gain de productivité. Pour ces techniques d'usinage en milieu confiné, la problématique a toujours été d'évacuer le copeau généré loin de la zone de coupe. Pour cela, le plus simple est de réaliser de petits copeaux, facilement éjectables.

Au delà de ces considérations de performance, il apparaît depuis quelques années une contrainte environnementale forte. Les procédés mis en oeuvre doivent être propres, ou tout du moins limiter l'impact de l'usinage sur l'environnement. Les fluides de coupe sont les premiers visés par cette démarche, car ils constituent la source principale de pollution et de déchets pour l'usinage. En effet, s'ils contiennent des additifs facilitant la coupe, leur composition inclue également des produits nocifs. A la suite de l'usinage, le liquide de coupe est évacué avec les copeaux, et le retraitement de ce déchet est complexe. Un tri doit être effectué pour récupérer d'une part le matériau usiné (qui pourra être réinjecté pour la fabrication de matière neuve), et d'autre part le fluide de coupe doit être reconditionné. Ces divers traitements ont un important coût environnemental et économique. C'est pourquoi la suppression du fluide de coupe lors de l'usinage est important.

Il n'existe à l'heure actuelle pas de techniques industriellement satisfaisantes pour permettre au perçage de réaliser le bond de l'UGV qu'a connu le tournage par exemple. C'est pourquoi des techniques novatrices sont nécessaires. La voie explorée dans ce mémoire repose sur l'utilisation de vibrations axiales pour permettre la fragmentation et donc la création de copeaux de tailles minimales. En général, la vibration est un facteur

contraignant en usinage, car elle va provoquer des dégradations de pièces ou d'outil. De plus les causes de son apparition et son amplification sont mal maîtrisées. Dans le cas qui nous intéresse ici, nous allons utiliser ces vibrations pour exciter un système masse ressort contenu dans un porte outil spécifique. Ceci va provoquer des oscillations axiales, qui, par une configuration dynamique adaptée, vont mener à des sauts de l'arête de coupe hors matière, et donc à la création de copeaux de volume réduit.

L'avantage de ces copeaux réside dans leurs tailles. Étant de faibles dimensions, ils sont facilement éjectables de la zone de coupe. De plus, ils limitent le recours aux fortes pressions de lubrification (qui ont pour but de fragmenter le copeau). Deux rôles du fluide de coupe ne sont donc plus requis, ce qui permet d'envisager de ne plus l'utiliser. Ainsi, avec la technique de *PVAE*<sup>1</sup>, il est possible d'augmenter la productivité de l'opération de perçage, et de limiter le recours aux lubrifiants. C'est ce double avantage qui a conduit au projet FGVV<sup>2</sup>.

## Le projet FGVV

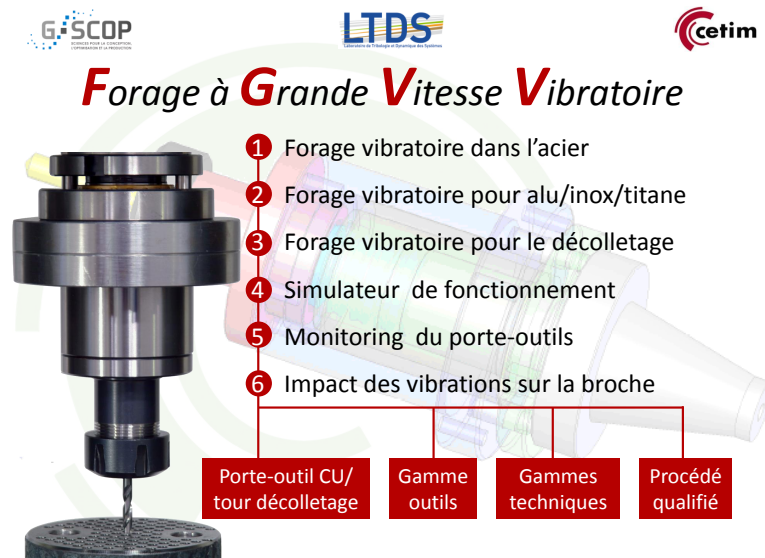
Les travaux de recherche sur le forage ont débuté à l'ENISE<sup>3</sup> au cours de l'année 2004, avec la mise en place du projet FOROPT<sup>4</sup> conjointement avec le CETIM<sup>5</sup>. La conclusion de ces travaux était que la technique de forage possédait des marges de progression, notamment par l'utilisation de géométries de coupe innovantes et une meilleure maîtrise des conditions d'usinage, mais qu'un gain de productivité significatif ne serait possible que par une rupture technologique.

Parallèlement, à l'UJF<sup>6</sup> et à l'INPG<sup>7</sup>, une technique de perçage vibratoire auto entretenu avait été mise en place et brevetée **INPG1997**. Cette technique utilisait l'instabilité de l'usinage pour exciter un système masse ressort embarqué dans un porte outil spécifique. L'énergie de la coupe était alors stockée et relâchée par un mouvement d'oscillation axiale qui se superpose au mouvement global d'avance de l'outil. Il en résulte des sauts hors matière, et donc la fragmentation naturelle du copeau par interruption de la coupe.

Le projet FGVV est la conjonction de ces deux études. Le but est de fournir aux industriels un ensemble de briques technologiques permettant l'application du perçage vibratoire auto entretenu dans les ateliers. Ces briques doivent répondre à des contraintes particulières, d'une part la capacité à obtenir et maîtriser les vibrations sur une large variété d'usinage (nuance du matériau à percer, diamètre d'outil, longueur de perçage), et d'autre part à offrir un comportement stable et reproductible. Le projet

- 
1. Perçage Vibratoire Auto Entretenu
  2. Forage à Grande Vitesse Vibratoire
  3. Ecole Nationale d'Ingénieur de Saint Etienne
  4. FORage OPTimisé
  5. Centre Technique des Industries Mécaniques
  6. Université Joseph Fourier
  7. Institut National Polytechnique de Grenoble

FGVV s'articule autour de 6 tâches identifiées pour permettre la fourniture de portes outils, d'outils, et de gammes techniques qualifiés.



Ce projet est porté par le CETIM, soutenu par les pôles de compétitivités Viaméca et Arves Industries qui assurent une partie du financement. Ce projet rassemble 20 partenaires qu'on peut regrouper en trois catégories :

**Les développeurs** le CETIM et le CTDec, mais aussi les laboratoires associés à l'ENISE (LTDS), à l'UJF (G-SCOP) et à l'IFMA (LAMI).

**Les contributeurs** Outiltec et Tivoly assurent la fourniture des forets développés spécifiquement, Erasteel fournit le substrat acier rapide, ThermiLyon les revêtements PVD et Chartreuse Précision assure la fabrication des porte outils spécifiques, et MHAC Technology pour la création d'un logiciel de préconisation et de choix de gamme de perçage vibratoire.

**Les utilisateurs** Ugitech pour les applications de perçages dans les aciers inoxydables, PCI, Evaflo, Montupet, CHambon, Capricorn Automotive, UF1 et Dapta pour la validation industrielle du procédé.

## Articulation du mémoire

Les travaux précédents sur les techniques de perçage vibratoire ont montré que 3 axes majeurs étaient à prendre en compte pour définir et optimiser le fonctionnement de la technologie. C'est sur ces trois points que nous porterons notre attention dans la suite de ce mémoire.

**Le premier chapitre** revient sur les bases de la technique de perçage, afin de montrer les problématiques spécifiques au forage. L'augmentation de la longueur percée implique des modifications d'ordre géométrique et technologique sur le procédé de

perçage. Il apparaît alors les limites actuelles du forage, notamment sur la productivité et l'impact environnemental, non résolues par les solutions techniques actuelles. La technique de perçage vibratoire est ensuite présentée et il est montré son intérêt pour permettre le saut technologique. Ceci permet d'introduire également la problématique de la modélisation des efforts en perçage. En effet, la quantification de l'énergie apportée par l'usinage est un verrou scientifique majeur dans la compréhension et la prédiction de la performance du perçage vibratoire.

**Le deuxième chapitre** s'intéresse à la conception d'un porte outil spécifiquement dédié au perçage vibratoire auto entretenu qui soit industrialisable. Un soin particulier doit être porté sur cette étape, car ce *POV*<sup>8</sup> est la base de la technique de *PVAE*. A partir d'une étude fonctionnelle, des solutions technologiques sont présentées. La définition des configurations de masse et raideurs adaptées au spectre d'usage de la technologie est présentée. L'apport de la théorie des lobes sur ce point est clairement mis en avant. Enfin, une validation expérimentale est menée. Préalablement, la définition de moyens de contrôle adaptés est discutée.

**Le troisième chapitre** propose une revue des points critiques dans la conception d'outil coupants adaptés. A partir d'une définition de la géométrie des outils, deux échelles d'analyses vont être utilisées pour identifier et comprendre les paramètres pilotant la performance du perçage vibratoire. A une échelle macroscopique, la géométrie globale de l'outil est prépondérante pour expliquer les phénomènes de talonnage, de frottement et d'apport d'énergie liée à la coupe. A l'échelle mésoscopique, une étude tribologique est menée pour comprendre quelles sont les paramètres de frottement qui influent sur le domaine vibratoire. Cette approche est complétée par une analyse du comportement du matériau, afin de quantifier la partie de l'énergie dissipée dans le matériau. Deux indicateurs sont mis en place, et permettent une évaluation de l'énergie perdue dans le matériau usiné et dans le frottement. Le choix d'un substrat adapté se discute principalement sur l'usure et la caractérisation physico chimique des substrats permet d'expliquer l'apparition et la progression de celle-ci. Enfin, le rôle de la préparation d'arête est détaillé, car elle participe à la stabilisation du procédé.

**Le quatrième chapitre** expose des méthodes de quantification de l'énergie apportée par la coupe, et notamment la modélisation des efforts. Deux méthodes sont proposées, chacune étant plus adaptée à une des échelles d'analyse précédentes. La méthode de couple arête matière est mise en oeuvre pour quantifier l'apport énergétique de chaque portion de l'arête du foret. Une méthode semi analytique est également retenue, où l'outil est vu comme l'assemblage d'arêtes de coupe élémentaires. La modélisation des efforts se ramène à l'étude de la coupe oblique, et permet la prise en compte de phénomène d'interface comme le frottement ou la géométrie locale de coupe.

Les perspectives d'applications, ainsi que des pistes d'amélioration concluront ce mémoire.

---

8. Porte Outil Vibratoire

# Techniques avancées de forage

---

Les problématiques spécifiques liées au perçage et particulièrement le perçage des trous profonds seront abordées dans ce chapitre. La définition des caractéristiques géométriques d'un outil, ainsi que les différentes échelles d'analyse et de mesure est une étape indispensable pour définir les bases de cette étude. L'opération de perçage reste une opération d'ébauche dans une gamme de fabrication, mais les problématiques liées aux difficultés d'évacuation du copeau limitent sa productivité. Une revue des diverses techniques permettant d'augmenter la vitesse d'exécution de cette opération sera réalisée, et conduira à la présentation de la technique de perçage vibratoire auto entretenu. Il apparaît alors que la connaissance précise de l'énergie produite (par l'effort de coupe) et consommée (par les frottements, par dissipation, ...) est indispensable pour comprendre et prédire la performance du perçage vibratoire auto entretenu.

---

---

## Sommaire

---

<b>1.1</b>	<b>Introduction aux problématiques du perçage et du forage . . . . .</b>	<b>3</b>
1.1.1	Généralités sur le perçage . . . . .	3
1.1.2	Définition géométrique des outils . . . . .	4
1.1.3	Problématique du perçage profond . . . . .	7
<b>1.2</b>	<b>Solutions technologiques pour le forage . . . . .</b>	<b>9</b>
1.2.1	Critères . . . . .	9
1.2.2	Applications industrielles . . . . .	10
1.2.3	Technologies vibratoires applicables au perçage profond . . . . .	14
<b>1.3</b>	<b>Technique de perçage vibratoire auto entretenu . . . . .</b>	<b>19</b>
1.3.1	Présentation . . . . .	19
1.3.2	Modèles associés . . . . .	20
1.3.3	Géométrie d'outil adaptée . . . . .	29
1.3.4	Définition d'un porte outil . . . . .	32
<b>1.4</b>	<b>Modèle d'effort pour le perçage vibratoire . . . . .</b>	<b>34</b>
1.4.1	Pourquoi un modèle d'effort pour le <i>PVAE</i> ? . . . . .	34
1.4.2	Effort globaux à l'échelle de l'outil . . . . .	34
1.4.3	Modèle d'effort pour le perçage vibratoire . . . . .	35
<b>1.5</b>	<b>Conclusions sur l'état de l'art . . . . .</b>	<b>36</b>

---

## 1.1 Introduction aux problématiques du perçage et du forage

### 1.1.1 Généralités sur le perçage

L'opération de perçage est très couramment utilisée pour la fabrication de pièces mécaniques. Il est retenu d'après Tönshoff (**Toenshoff1994**) qu'environ 25% des opérations d'usinage sont la réalisation de trous, et représente environ 33% du temps de cycle complet. D'autre part, il apparaît que cette opération représente environ 22% du chiffre d'affaire des opérations d'usinage, illustré par la figure 1.1. Néanmoins, cet usinage reste une opération débauche, avec généralement une qualité de trou dite H9 (**Sandvik-Coromant2001**). Elle est donc couramment suivie d'une opération d'alésage afin, d'une part, d'obtenir une cote diamétrale correcte (typiquement H7 ou H6), ainsi qu'un état de surface du trou acceptable. Les développements récents de nouveaux outils carbures ont néanmoins permis de réduire le recours systématique à la phase d'alésage.

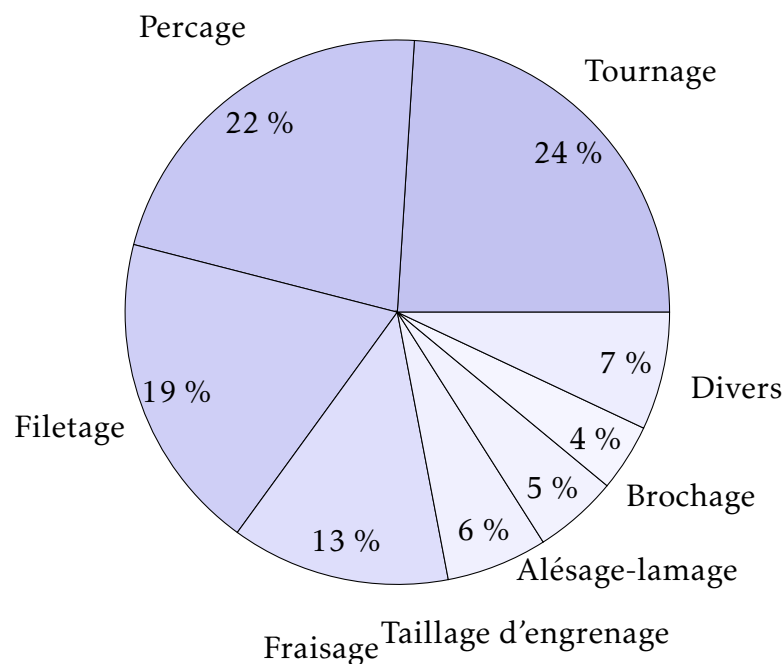


FIGURE 1.1 – Répartition du chiffre d'affaire des opérations d'usinage (**Toenshoff1994**)

Le perçage est une opération d'usinage en milieu confiné. En effet, lors de la coupe du matériau, le copeau généré ne peut s'évacuer que par les goujures de l'outil, et ne possède donc aucune marge d'adaptation, comme il en existe en fraisage ou en tournage (éjection du copeau très rapidement en dehors de la zone de coupe). C'est cette caractéristique principale qui constitue à l'heure actuelle le plus gros frein à l'augmentation de la productivité des opérations de perçage. D'autre part, le saut de productivité obtenu par l'usinage grande vitesse sur les procédés de tournage ou de fraisage, comme montré par Defretin (**Defretin1999**) n'a été que partiellement obtenu dans le cas du perçage, et n'est toujours pas possible dans le cadre des opérations de forage.



La performance d'une opération d'usinage est directement liée aux caractéristiques de l'outil, en particulier sa géométrie, son substrat et le revêtement. Dans un premier temps, nous allons présenter les particularités géométriques d'un foret, ainsi que les moyens de mesures associés. Nous introduirons ensuite la difficulté de la réalisation de trous profonds, ainsi que les techniques innovantes permettant d'augmenter la productivité des opérations de forage. Nous dégagerons ensuite les problématiques spécifiques liées au substrat et au revêtement de l'outil. La modélisation des efforts lors de la coupe, et du perçage en particulier conclura ce premier chapitre.

### 1.1.2 Définition géométrique des outils

La géométrie d'un outil de coupe définit une grande partie de ses performances, choisie conjointement avec un substrat et un revêtement adapté. Dans le cas du perçage, la géométrie du foret, et plus particulièrement de son arête de coupe, résulte d'un compromis que doit réaliser le fabricant d'outils coupants entre la tenue de l'outil et sa performance. En effet, pour assurer une tenue parfaite, la rigidité de l'outil doit être la plus importante possible. Mais d'un autre côté, cette géométrie doit également permettre l'évacuation des copeaux. C'est pourquoi la forme de la goujure, ainsi que ses dimensions sont des informations hautement stratégiques, comme le montre Stephenson dans (Stephenson2005).

Il faut distinguer deux échelles de mesures pour la géométrie des outils de coupe. La première, l'échelle macroscopique, concerne les dimensions générales de l'outil, par exemple sa longueur, son diamètre, le type et la forme de son affûtage, ou les dimensions de la goujure. L'autre échelle, dite microscopique, s'applique à la mesure fine de l'arête de coupe, et plus particulièrement de la préparation de l'arête, point qui sera détaillé plus loin.

La définition de la macro-géométrie des forets a été normalisée par l'AFNOR (AFNOR2000a ; AFNOR1978), notamment avec la nomenclature générale d'un outil (nom attribué à chaque partie de l'outil), ainsi que la cotation globale de l'outil. Cette cotation est définie par rapport à un ensemble de plans de référence, positionnés de manière unique par rapport à l'outil. C'est ce système qui sera retenu par la suite. La figure 1.2 illustre cette norme.

Concernant la pointe des outils, il existe divers types d'affûtage, comme illustré par la figure suivante 1.3 (a :dépouille conique, b :1/3-2/3, c : correction de lèvres, d :pointe en croix, e :2 faces, f :4 faces, g :Tivoly Polaris, h : Tivoly Sirius). Ces affûtages sont issus de l'évolution des connaissances sur la physique du perçage (minimisation de l'effort de poussée par la réduction de la zone au centre de l'outil en coupe négative, avec les affûtages type pointe en croix), une meilleure maîtrise du procédé de fabrication des outils (machine à commande numérique 6 axes), ainsi que l'utilisation de substrats spécifiques (un outil en carbure ne s'affûte pas de la même manière qu'un outil en acier rapide).

Les plans de mesure suivent le point considéré de l'arête de coupe, et leurs orientations évoluent également. La figure 1.4 illustre cette évolution pour deux points particuliers de l'arête de coupe, l'un situé au niveau de l'amincissement (centre outil) et l'autre au niveau du bec de l'outil.

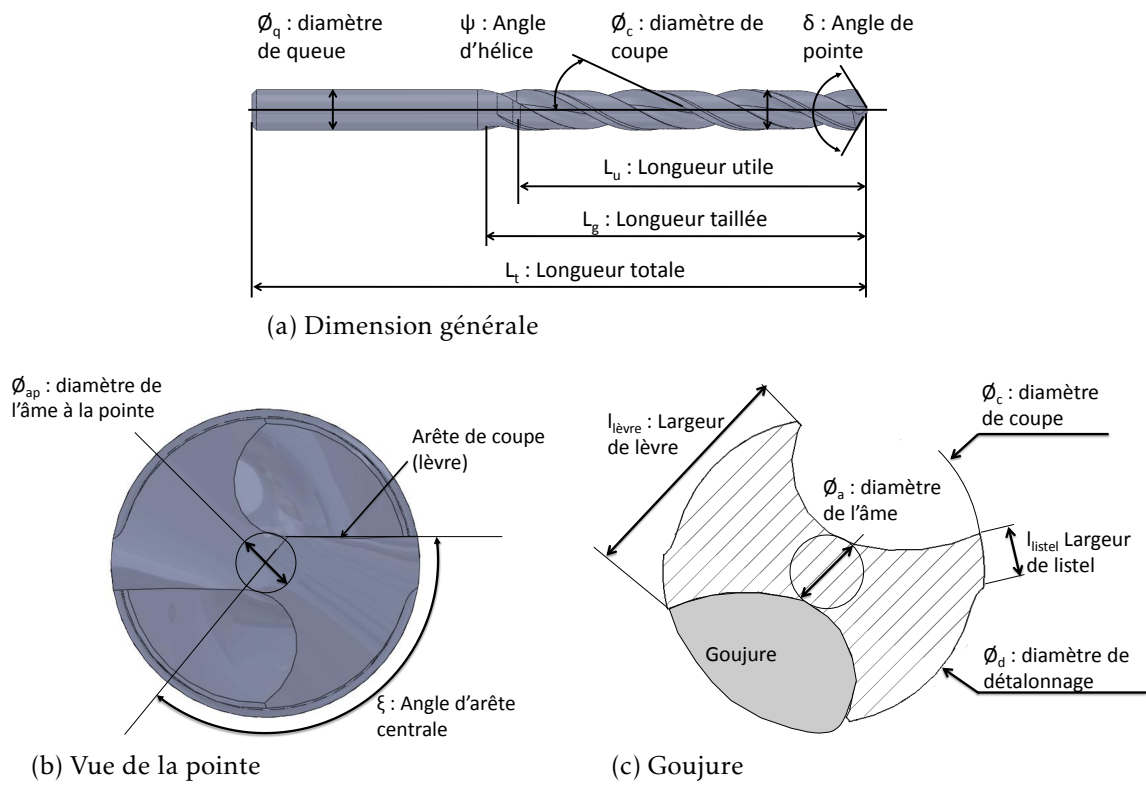


FIGURE 1.2 – Définition macro géométrique d'un foret (d'après (AFNOR1978))

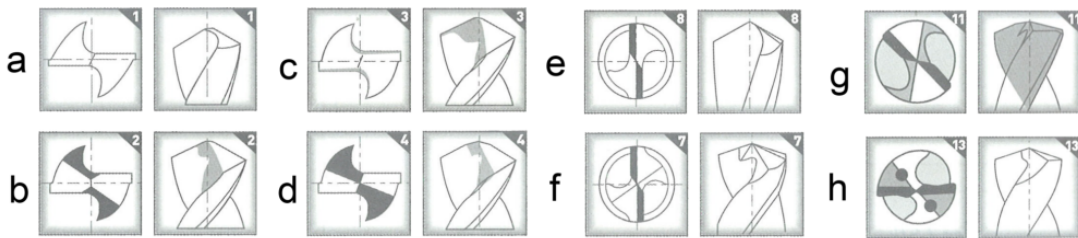


FIGURE 1.3 – Divers types d'affûtage de pointe standard (d'après (Perfor2007))

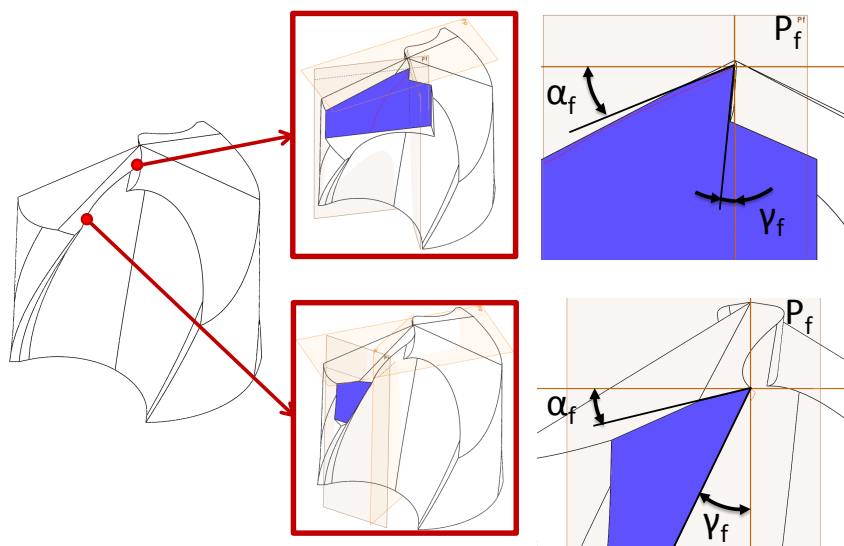


FIGURE 1.4 – Evolution des plans et angles en fonction du rayon

Étant donné que l'arête de coupe est l'intersection de la face de coupe  $A_\gamma$  et de dépouille  $A_\alpha$ , la géométrie locale de coupe varie le long de l'arête de l'outil. La norme précise à ce sujet que toute mesure doit être mise en relation avec la position le long de l'arête où elle a été effectuée. La figure suivante 1.5 illustre l'évolution des angles de coupe et de dépouille comme a pu l'identifier Claudin (Claudin2006) pour diverses géométries d'outil (carbure monobloc, à embout, à plaquette) de diamètre 16mm.

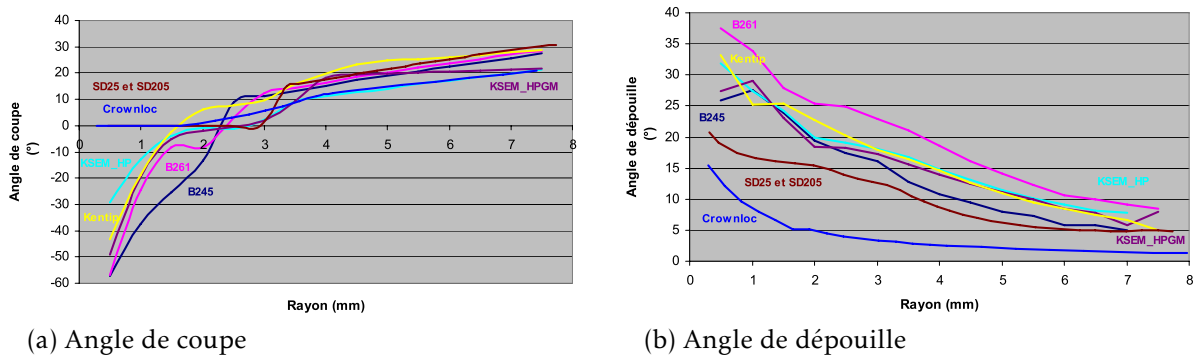


FIGURE 1.5 – Evolution des angles de coupe et de dépouille dans le référentiel *outil en main* en fonction du rayon (d'après (Claudin2006))

Il faut également noter que l'angle de coupe et de dépouille réel lors de l'usinage dépend des conditions de coupe. On parle alors d'angle *en travail*. La figure 1.6 illustre ce phénomène, particulièrement prépondérant au centre de l'outil. En effet, la vitesse de coupe résultante  $V_e$  dépend de la vitesse d'avance  $V_f$  et de la vitesse de coupe  $V_c$ .  $V_f$  est constant le long de l'arête, alors que  $V_c$  varie de 0 au centre de l'outil à  $V_c^{max}$  au niveau du bec de l'outil. L'angle  $\theta$  donne l'orientation de  $V_e$  par rapport à la vitesse de coupe, mesurée dans  $P_f$  (plan contenant  $V_c$  et  $V_f$ ). Il faut donc corriger l'angle de dépouille  $\gamma_f$  pour obtenir l'angle de dépouille résultant (ou effectif)  $\gamma_f^e$  par  $\gamma_f^e = \gamma_f - \theta$ , et de même pour l'angle de coupe  $\alpha_f^e$ .

D'autre part, le phénomène de talonnage peut être analysé avec cette vitesse résultante  $V_e$ . En effet, le talonnage se définit comme l'attaque de la matière par la face de dépouille plutôt que par la face de coupe. Dans ce cas, l'angle  $\theta$  est plus grand que l'angle de dépouille  $\alpha_f$ . Ce point sera repris et détaillé plus loin dans ce mémoire.

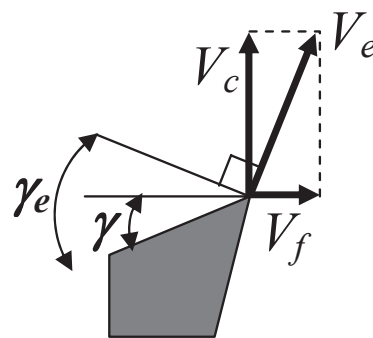


FIGURE 1.6 – Vitesse de coupe résultante en fonction de la position du point considéré sur l'arête de coupe - Vue dans  $P_f$  (d'après (Claudin2006))

### 1.1.3 Problématique du perçage profond

Le perçage profond constitue une catégorie particulière des opérations de perçage. Il est admis que la limite entre perçage et perçage profond se situe pour un ratio  $\frac{L_{outil}}{D_{outil}}$  entre 5 et 10. Le domaine du forage se situe au-delà d'un ratio de 20. Ces différentes gammes sont liées aux modifications qu'impose la profondeur dans le paramétrage du procédé. Par exemple, le passage du perçage court au perçage profond nécessite le changement de gamme d'outil ainsi qu'une préparation du trou plus évoluée (centrage avant perçage pour assurer le guidage de l'outil). Ces évolutions sont illustrées par la figure 1.7. Il apparaît ainsi que, plus la profondeur du trou à réaliser est importante, plus la préparation de cet usinage est complexe. De plus, l'outil en lui-même diffère, car sa longueur utile doit être compatible avec la longueur du trou. Il apparaît alors des outils très longs dont la rigidité est compromise, et les problématiques de flexion ou de torsion de l'outil apparaissent. C'est pourquoi dans le cas du forage, un centrage d'une profondeur égale à une fois le diamètre est réalisé, d'une part pour garantir un guidage de l'outil plus efficace (limitation des défauts de rectitude du trou), et d'autre part pour éviter la rupture de l'outil par centrifugation à la mise en rotation.

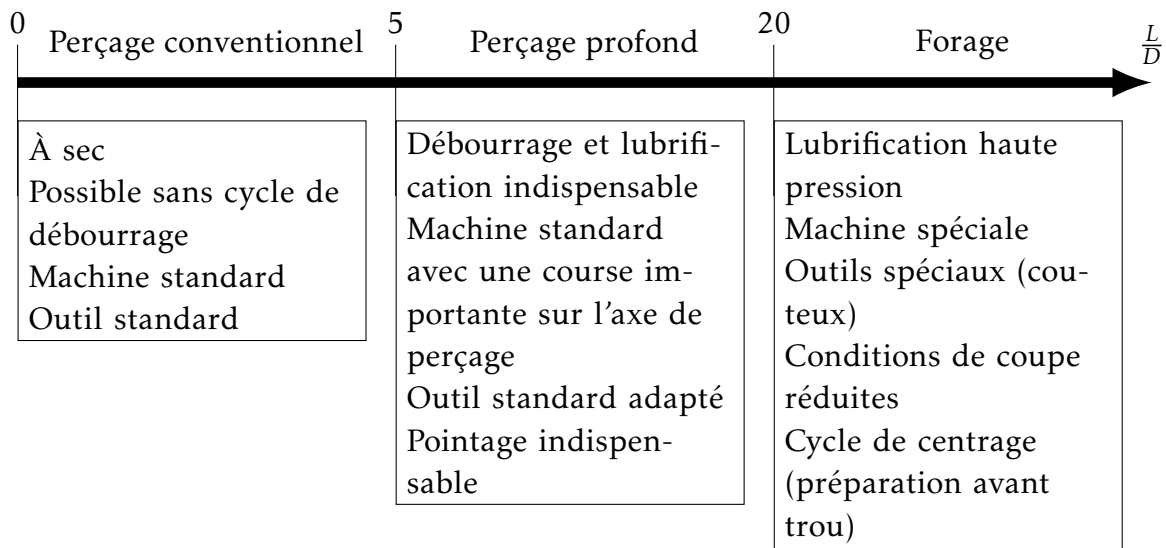


FIGURE 1.7 – Modification des paramètres du procédé de perçage en fonction de la profondeur

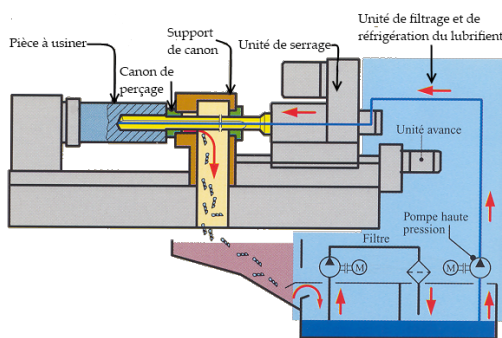
Lors du forage, le temps d'usinage devient très long, et une grande accumulation de chaleur apparaît. La chaleur est produite notamment par le frottement de l'outil avec la matière, mais également par l'échauffement de la matière lié à la déformation importante qu'elle subit lors de la formation du copeau. Bien qu'une partie de la chaleur générée par la coupe soit évacuée par les copeaux, par le fluide de coupe, ou dissipée dans le matériau percé, une fraction de chaleur reste confinée sur l'arête de coupe, et peut entraîner des dégradations rapides de l'outil, et sa destruction prématurée, parfois même en cours d'usinage. Une autre conséquence de cet usinage dégradé est une mauvaise fragmentation du copeau, et l'apparition du phénomène de bourrage copeau. La goujure de l'outil se remplit de copeaux, car sa capacité à évacuer les copeaux est trop faible par rapport au volume de copeau généré, mais également car

les copeaux chauds auront tendance à se recoller. La figure 1.8 montre l'accumulation de copeaux dans la goujure ayant entraîné la rupture de l'outil, dans le cas de l'usinage d'un acier mi-dur 35MnV7 (290Hb) avec un outil carbure monobloc  $\varnothing 5\text{mm}$  ( $V_c=120\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$ ,  $f=0.15\text{mm}\cdot\text{tr}^{-1}$ , à sec). L'outil est donc perdu, mais plus dérangeant, la pièce, souvent à haute valeur ajoutée dans le cas du forage, est également perdue.



FIGURE 1.8 – Phénomène de bourrage copeau dans la goujure et rupture d'outil à une profondeur  $L=12xD$

Le recours à une machine spéciale est souvent nécessaire pour atteindre de grandes profondeurs de perçage, la photo 1.9b montrant une de ces machines. Ces foreuses sont complexes et chères car elles nécessitent un système de filtrage et de refroidissement du lubrifiant, comme illustré par le schéma 1.9a, et un système de guidage dit en canon pour assurer la rectitude du trou. D'autre part, ces machines ne peuvent être utilisées que pour cette opération. Elles sont donc peu productives, et constituent un point faible dans une ligne de production. C'est pourquoi les industriels cherchent à remplacer ces machines par des centres d'usinage conventionnels.



(a) Schéma de principe du forage



(b) Machine de forage

FIGURE 1.9 – Particularité d'une machine de forage

En somme, l'opération de forage (et dans une moindre mesure de perçage profond) reste complexe à maîtriser d'un point de vue industriel, notamment à cause des points suivants :

- La grande profondeur usinée augmente la température de l'outil et le risque de dégradation lors du perçage.
- La longueur de l'outil pose des problèmes de rigidité.

- La fragmentation du copeau n'est pas optimale et son évacuation reste délicate.

Il ressort de ces contraintes que la cause principale des problèmes en forage est liée à la coupe, et notamment à la problématique de la fragmentation du copeau. En effet, les conditions opératoires sont souvent réduites à cause du risque de casse de l'outil. Il en résulte un copeau souvent long, qui peut se bloquer dans la goujure, et donc la non évacuation des copeaux de la zone de coupe. Cela entraîne une accumulation de chaleur, nocif pour l'arête de coupe, un risque de coincement et donc de rupture de l'outil, et une dégradation du trou lui-même.

## 1.2 Solutions technologiques pour le forage

Comme il a été montré précédemment, l'opération de perçage de trous de grande profondeur est limitée par des problèmes physiques liés à la coupe (fragmentation du copeau, échauffement) et à l'outil (rigidité, évacuation du copeau). Ces problèmes étant identifiés depuis longtemps, il existe des parades plus au moins efficaces permettant malgré tout ces usinages délicats. Ces moyens ont été mis en oeuvre par les industriels, avec une maîtrise aléatoire du procédé, mais répondant néanmoins au cahier des charges techniques du trou (et surtout de son utilité). Il va être abordé dans ce paragraphe l'utilité des trous de grandes profondeurs, ainsi que les critères technologiques en découlant. Dans un second temps, il sera présenté une revue des principales technologies utilisées par les industriels. Enfin, un point sera fait sur l'utilisation au niveau laboratoire ou pré-industrielle de vibrations axiales permettant une fragmentation du copeau.

### 1.2.1 Critères

La réalisation de trous profonds dans l'industrie est souvent liée à deux applications, à savoir le passage de fluide à travers une pièce mécanique, mais également le guidage entre deux pièces. Une rapide étude de marché montre que les secteurs les plus demandeurs de ce type d'usinage sont l'automobile, l'industrie des moules, l'aéronautique, la pétrochimie par exemple, avec les applications types suivantes :

- Passage de lubrifiant dans le vilebrequin pour la lubrification des paliers de bielles ( $\varnothing 5$ ,  $L = 20xD$ ).
- Puits de bougie dans un bloc moteur ( $\varnothing 12$ ,  $L = 15xD$ ).
- Circuit de refroidissement d'un moteur.
- Passage de lubrifiant au niveau des dentures de boîtes de vitesses ( $\varnothing 9$ ,  $L = 20xD$ ).
- Perçage avant alésage de paliers d'arbres à cames ( $\varnothing 14$ ,  $L = 35xD$ ).
- Circulation de fluide hydraulique dans un corps de pompe.
- Circuit de refroidissement d'un moule d'injection.
- Fixation de prothèses médicales.
- Le canon d'une arme à feu.
- ...

Dans tous les cas, la qualité du trou est primordiale et conditionne le bon fonctionnement du système. Ces trous sont généralement des composants importants du

système (par exemple les trous de lubrification ou de refroidissement), et leur définition géométrique est pilotée par des critères mécaniques (débit dans un conduit de transport de fluide par exemple), ce qui n'est généralement pas le cas dans le cas d'un perçage de faible profondeur. L'industriel doit donc en priorité valider ces critères dimensionnels et de qualité avant même les conditions économiques. D'autre part, il n'existe pas, comme il va être montré, de solutions qui présentent actuellement une bonne qualité dimensionnelle et un temps d'exécution court. Toute opération de perçage profond, ou de forage est donc guidée par les critères de qualité suivants :

- Le respect de la cote diamétrale exacte (débit de fluide par exemple)
- La rectitude et la déviation du trou, même sur une grande profondeur (trous sécants pour la réalisation de circuit de lubrifiant)
- La circularité et la concentricité (respect de la forme et de l'orientation du trou dans l'espace)

## 1.2.2 Applications industrielles

### 1.2.2.1 Adaptation de la gamme de fabrication

Une première solution est donc de réduire les conditions de coupe, afin de limiter les sollicitations mécaniques et thermiques sur l'outil, au prix d'une baisse de la productivité. Une autre voie, menant à la même baisse de productivité, est l'utilisation des cycles de déburrage, comme illustré par la figure 1.10. Ceux-ci peuvent être vus comme la répétition d'un cycle de perçage de faible profondeur. Un premier perçage sur une profondeur d'environ  $5 \times D_{outil}$  est suivi par une remontée rapide de quelques millimètres, puis un nouveau perçage sur une profondeur maximale de  $1 \times D_{outil}$ . Cette opération est répétée jusqu'à atteindre la profondeur souhaitée  $L_{max}$ .

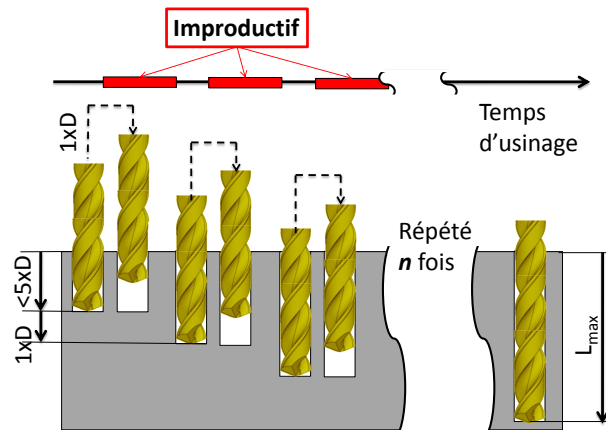


FIGURE 1.10 – Illustration de la technique de déburrage

Il est également possible de contourner le problème de l'évacuation des copeaux en s'assurant à la base une fragmentation correcte. Les géométries modernes des forets en carbure offrent une amélioration notable de la fragmentation du copeau sous certaines conditions de coupe. Aussi, l'utilisation de la lubrification haute pression permet de casser le copeau juste après sa formation, et ainsi de faciliter son évacuation. Cet apport conséquent de lubrifiant résout également en partie le problème de l'évacuation



de la chaleur. Néanmoins, les pressions demandées, de l'ordre de 100 bars induisent des investissements considérables, d'une part pour la génération de cette pression avec des centrales hydrauliques coûteuses, mais également par le nettoyage plus poussé des pièces.

### 1.2.2.2 Lubrification optimisée

Il est possible de faciliter l'évacuation ou la fragmentation du copeau, et plus globalement le processus de coupe, en utilisant un fluide de coupe. Il joue un rôle mal défini, mais les conséquences de son ajout lors de l'usinage sont directes, avec une baisse sensible de l'usure et une augmentation de la durée de vie des outils, ou d'augmenter les conditions de coupe, et donc de gagner en productivité. La plupart des études actuelles portent sur la formulation des huiles de coupe (**Fromentin2010**) et leurs conditions d'applications (**Claudin2010**). Dans ce qui suit, nous nous intéresserons en particulier au mode de distribution (débit, pression, lieu d'application) du lubrifiant dans le cas des forets, et plus particulièrement pour l'opération de perçage profond. Deux techniques existent à l'heure actuelle dans le cas du perçage profond, à savoir la lubrification haute pression (de 60 à plus de 140 bars), utilisant de très grands volumes de fluide de coupe, ou la technique dites MQL (*Minimum Quantity of Lubricant*), qui repose sur la création d'un micro film facilitant l'écoulement du copeau.

La solution la plus radicale est l'utilisation de fortes quantités de lubrifiant, après avoir conduit un certain nombre d'essais afin de déterminer le plus adapté à l'opération. C'est ainsi que le projet FOROPT, dont le but était d'optimiser les conditions opératoires du forage à l'outil 3/4 à identifier, par une large matrice d'essai, un lubrifiant adapté, à appliquer en grande quantité (**Rech2006**). La lubrification par canaux internes de l'outil est souvent la solution préconisée.

Cette lubrification abondante est généralement couplée dans le cas du perçage profond à une forte pression en sortie de pompe, jusqu'à plus de 140 bars. Ce recours à la haute pression est nécessaire pour empêcher la création de copeaux longs, de forme hélicoïdale conique suivant la norme COM (**AFNOR1997c**). Le jet va exercer une pression importante sur le copeau déjà formé, et le fragmente, facilitant ainsi son évacuation. Néanmoins, cette technique est limitée d'une part par la pression disponible en bout d'outil, qui est souvent bien différente de la pression à la sortie de la pompe, et par le coût important de ce type d'installation (environ 50000 euros). Il faut notamment prendre en compte les coûts d'entretiens (filtrage, canalisation hydraulique HP, refroidissement, ...).

La technique dite MQL (*Minimum Quantity Lubrication*) offre une alternative intéressante, en limitant de manière importante le débit (souvent quelques millilitres à l'heure, contre plusieurs litres à la minute). Elle repose sur la création d'un brouillard d'huile créé en amont de l'outil et acheminé jusqu'à la pointe, illustré par la figure 1.11. Cette technique peut permettre d'accroître considérablement la durée de vie du foret, la faisant passer de 8 à plus de 1500 trous dans un acier bas carbone (**Claudin2006**). Ceci nécessite néanmoins une importante étude amont, et est applicable à certains cas particuliers. Dans le cas du perçage profond, Heinemann (**Heinemann2006a**) montre



que la durée de vie des outils peut être fortement améliorée par l'adjonction d'un système MQL.

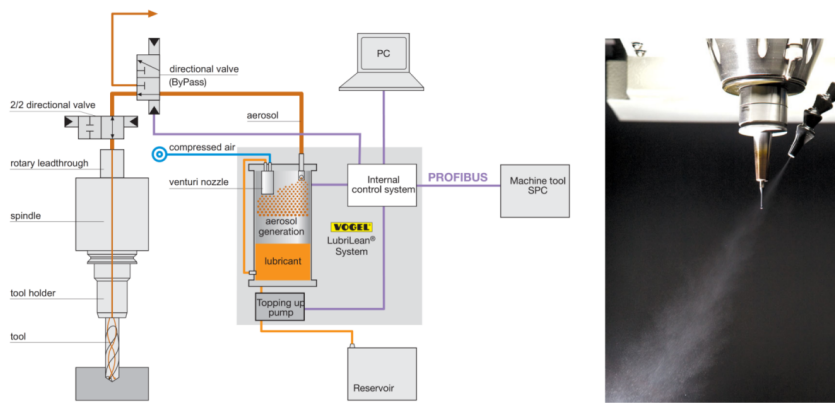


FIGURE 1.11 – Principe d'un système MQL et vue du brouillard d'huile généré

### 1.2.2.3 Forage à l'outil 3/4

Dans le cas du forage, il est courant d'utiliser les outils dits 3/4. Ce sont des forets à une lèvre, mais dont la géométrie particulière, illustrée par la figure 1.12, ainsi que la forme du patin permettent d'obtenir des trous dimensionnellement et qualitativement acceptables. En effet, le nombre ainsi que la taille des patins en contact avec le trou permettent un type de galetage de la surface du trou, mais également un guidage très précis de la partie coupante. La partie active est assez complexe à réaliser, notamment car l'arête de coupe est discontinue, et qu'une dépouille très élevée est réalisée au niveau du centre pour limiter les phénomènes de talonnage. Ces outils nécessitent une lubrification centrale pour fonctionner, car c'est la pression du fluide de coupe à travers la tige (souvent en acier) qui donne la rigidité de l'outil. D'autre part, la lubrification haute pression assure le fractionnement et l'évacuation du copeau. L'embout (la partie active) en carbure est brasé sur la tige. C'est actuellement la solution la plus utilisée d'un point de vue industriel pour la réalisation de forages, en combinaison avec une foreuse dédiée.

Le forage à l'outil 3/4 présente de nombreux avantages techniques, comme illustré par la figure suivante 1.13. Il apparaît qu'il génère des trous de bonnes qualités dimensionnelles, notamment une faible rugosité sans utilisation d'une phase de perçage puis alésage comme dans le cas du perçage conventionnel. D'autre part, le guidage avec le patin (ou embout) garantit une très bonne rectitude du trou, avec une faible déviation et très peu de battement radial, même lorsque les longueurs à percer sont importantes.

Il existe quelques études portant sur le forage à l'outil 3/4, se focalisant principalement sur la forme la plus adaptée de l'embout, et notamment du patin. En effet, puisqu'il n'a qu'une seule lèvre, l'outil 3/4 n'équilibre pas les efforts radiaux, et le patin est nécessaire pour compenser la flexion de l'outil due à l'effort de coupe, comme le montre Richardson dans (Richardson2001). Griffiths propose dans (Griffiths1993; Griffiths1993a) une étude complète du procédé de forage à l'outil 3/4, avec notam-

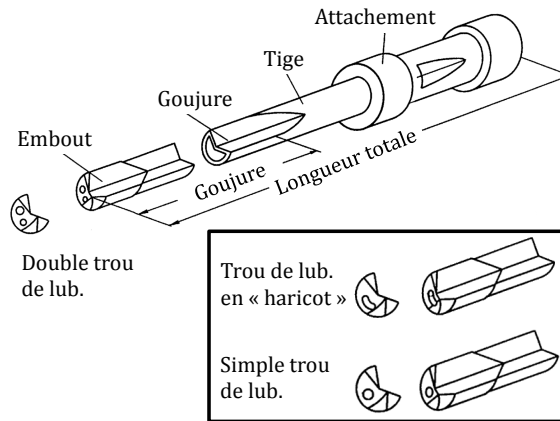


FIGURE 1.12 – Géométrie d’un outil 3/4 : vocabulaire et morphologie (d’après (Astakhov2002))

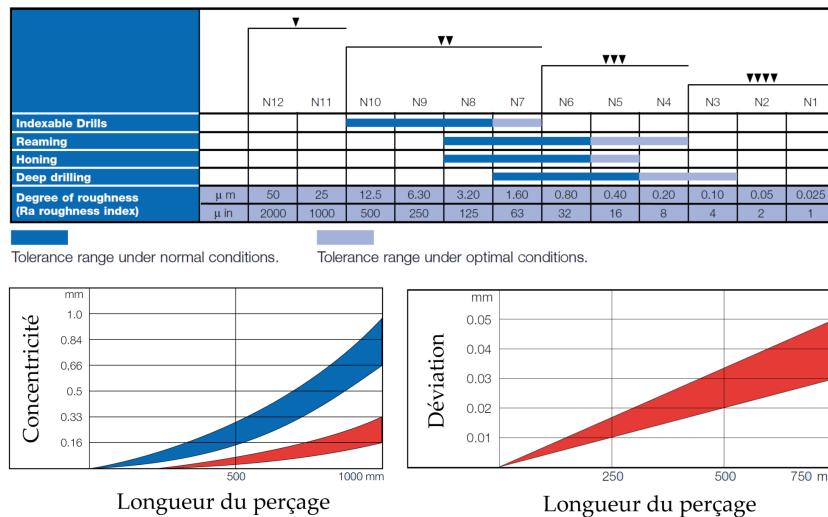


FIGURE 1.13 – Paramètres de qualité du trou dans le cas du forage à l’outil 3/4 (adapté de (Outiltec2010))

ment la prise en compte du frottement dû au patin, ainsi que de l'état de surface du trou généré. Il indique également la distribution énergétique du couple et montre clairement à partir des essais que plus de 60% de la puissance est consommée par la coupe, alors que le restant est réparti entre le frottement et la déformation plastique dû au contact. Finalement, Rech (**Rech2006**) (dans le cadre du programme FOROPT) introduit la sous-utilisation des outils 3/4, et montre que des gains de productivité peuvent être obtenus en couplant lubrifiant, forme de patin et conditions opératoires optimisées (défini par un COM adapté de (**AFNOR1997** ; **AFNOR2000** ; **AFNOR2000a**)).

### 1.2.3 Technologies vibratoires applicables au perçage profond

Une solution plus élégante serait de provoquer une interruption de la coupe, ou tout du moins une variation de la section coupée. En effet, si la coupe est interrompue, l'outil n'est plus en contact avec la matière, et ne fabrique donc plus de copeaux. Il apparaît alors des copeaux fragmentés naturellement par l'interruption du contact entre la matière et l'outil. Il est également possible de favoriser cette fragmentation en faisant varier la section du copeau. Dans le cas du perçage, ce changement ne peut être obtenu que par une variation de l'avance instantanée de l'outil. Se faisant, la section du copeau passe par un minimum, et facilite ainsi la rupture du copeau par un affaiblissement de sa section.

Par la suite, il sera présenté les deux grandes familles existantes à l'heure actuelle pour générer une fragmentation optimale du copeau. Dans chacune de ces familles, il existe diverses techniques permettant de produire des vibrations cycliques qui seront à la base de la fragmentation du copeau. En premier lieu, nous présenterons les techniques de perçage vibratoire à hautes fréquences et souvent basses amplitudes. Finalement, les techniques basses fréquences, et fortes amplitudes nous amèneront vers la technique utilisée durant cette étude, à savoir le perçage vibratoire auto entretenu.

#### 1.2.3.1 Vibrations hautes fréquences

Le perçage assisté par vibration est étudié depuis plus de vingt ans, notamment car il offre une solution à la problématique de fragmentation du copeau. Deux approches existent à l'heure actuelle, les vibrations hautes fréquences et faibles amplitudes, et au contraire les faibles fréquences et fortes amplitudes. Il est admis que le domaine des hautes fréquences commence au delà de 2 kHz. Il existe dans cette famille des vibrations hautes fréquences une gamme dite de vibration ultrasonore (de 10 à plus de 50 kHz). Ces vibrations permettent la fragmentation du copeau, mais également de limiter l'usure, d'augmenter les conditions de coupe ou d'améliorer la qualité de la pièce finale (rugosité du trou, limitation de l'affectation thermique,).

Neugebauer dans (**Neugebauer2004**) montre l'intérêt des vibrations hautes fréquences sur la diminution du couple, de l'effort de poussée et la morphologie des copeaux. Il présente également la modification de la géométrie locale instantanée de coupe de l'outil par l'adjonction de vibrations à une fréquence de 20 kHz et une amplitude de  $20\mu m$ . Dans le domaine du perçage de l'Inconel 738-LC, Azarhoushang (**Azarhoushang2007**) utilise un transducteur ultrasonique délivrant une amplitude

maximale de  $40\mu\text{m}$  pour une fréquence allant jusqu'à  $40\text{kHz}$ , illustré par la figure 1.14. Il montre que dans les conditions optimales, cette technique prolonge la durée de vie de l'outil, et améliore sensiblement la qualité du trou percé, notamment la formation de bavure en sortie de trou, l'amélioration de l'état de surface du trou, alors que l'évacuation du copeau est facilitée. Cette amélioration de la qualité est également montrée par Chang dans (Chang2005).

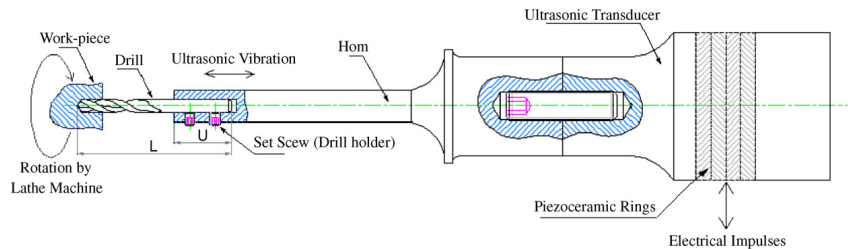


FIGURE 1.14 – Transducteur ultrasonique pour le perçage de l’Inconel 738-LC (d’après (Azarhoushang2007))

Babitski utilise dans (Babitsky2004; Babitsky2004a) le même type de transducteur dans le cas du tournage de l’Inconel 718, et obtient des résultats analogues, à savoir une meilleure qualité de surface, et montre l’évolution du champ de température et de contrainte en usinage conventionnel et assisté par ultrason. Cette amélioration de la qualité de surface est aussi montrée par Li dans (Li2006) dans le cas de vibrations bi axiales couplées. Ishikawa introduit finalement dans (Ishikawa1998) une combinaison de vibrations hautes et basses fréquences pour l’usinage de matériaux fragiles de type céramique. En imposant une vibration BF à la pièce et HF à l’outil, il diminue de près de 70% les efforts et l’écaillage, tout en améliorant au final la qualité de la pièce.

Très récemment, le projet AVIBUS *Assistance VIBratoire en USinage* a pour objectif de développer des porte-outils vibrants, actifs et auto adaptatifs. Ce projet est soutenu par les pôles de compétitivités VIAMECA et PEGASE. Les porte-outils sont des systèmes mécatroniques intégrant un actionneur piézoactif et des capteurs, protégés par un brevet (ARTS2010), et illustrés par la figure 1.15. Les matériaux visés sont par exemple les multi-matériaux composite-métal de plus en plus utilisés dans les pièces de structures en aéronautique. Les gains attendus sont l’augmentation des performances globales des opérations de perçage difficiles et l’amélioration de la qualité et la fiabilisation des opérations critiques, à forte valeur ajoutée.

### 1.2.3.2 Vibrations basses fréquences

Le premier système de vibrations basses fréquences a été développé sur la base d’un actionneur hydraulique, à la fin des années 80 à l’institut Bauman de Moscou par Utkin (Utkin1988), et illustré par la figure 1.16. C’était toute la tourelle d’un tour conventionnel qui était animée d’un mouvement oscillatoire pseudo harmonique. La synchronisation des vibrations avec la vitesse de rotation de la broche est réalisée par une cascade de pignons qui pilotent un piston hydraulique. Les conditions classiques pour ce type de technologies ont une vitesse de coupe de  $50\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$ , une avance de

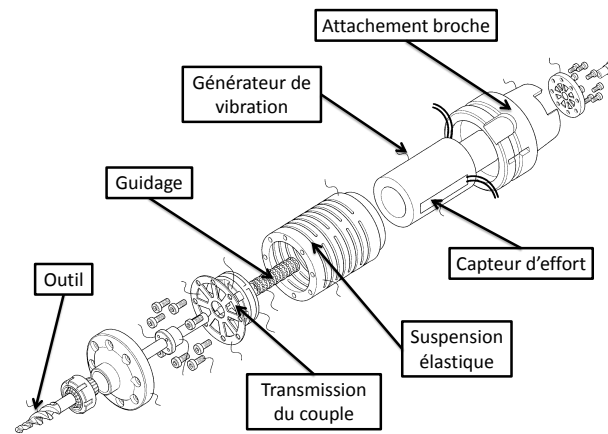


FIGURE 1.15 – Schéma de principe du *POV* avec actionneur piézo électrique (adapté de (ARTS2010))

$0.1\text{mm.tr}^{-1}$ , une amplitude de vibration de  $0.06$  à  $0.25\text{mm}$  et une fréquence de vibration de  $35$  à  $115\text{Hz}$  assurant un saut de l'outil hors matière et donc une bonne fragmentation. Bien qu'utilisé en Russie, ce procédé est complexe à mettre en oeuvre, et demande une adaptation des pignons pour chaque usinage.

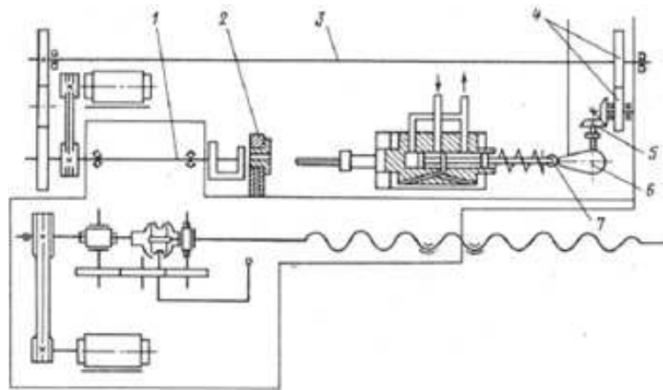


FIGURE 1.16 – Tour équipée d'un système d'assistance vibratoire hydraulique (d'après (Utkin1988))

Zhang propose dans (Zhang1998) un système de perçage basé sur le même principe hydraulique. Il pousse néanmoins plus avant la modélisation des vibrations pseudo harmonique, et montre surtout l'intérêt de combiner fréquence et amplitude afin de provoquer des sauts hors matières, comme illustré sur le graphique 1.17. L'effort devient donc nul, et le copeau est naturellement fragmenté. D'autre part, il apparait que dans ce cas, la connaissance de l'historique du procédé (trajectoire précédente de l'outil, et donc surface résiduelle) est indispensable pour connaître l'épaisseur coupée instantanée. Il obtient des résultats très intéressants, avec notamment, l'augmentation de la durée de vie des outils, et démontre l'intérêt de l'utilisation des angles d'outil effectifs, donc tenant compte de la vitesse résultante, sur la modélisation de la surface usinée.

Wang indique dans (Wang2004) que le perçage de faible diamètre ( $\varnothing 0.5$ ), assisté de vibrations basses fréquences (jusqu'à  $500\text{Hz}$  et une amplitude maximale de  $10\mu\text{m}$ )

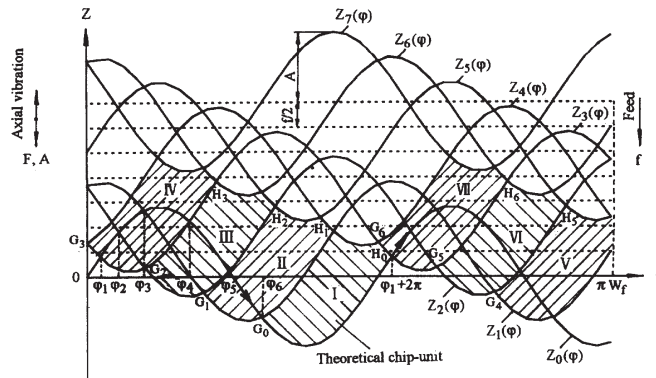


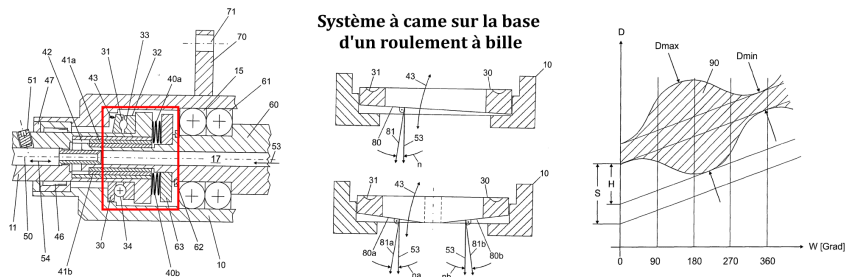
FIGURE 1.17 – Modélisation des divers passages de lèvres lors d'un perçage vibratoire (d'après (Zhang1998))

de matériaux composites limite de manière importante les efforts ( $-40\%$  sur l'effort de pénétration). Il utilise des matériaux type CFRP *carbon fiber-reinforced plastic composite* et PCB *printed circuit board*.

Une approche innovante est proposée par Filipovic dans (Filipovic2007). Il utilise en effet l'effet de magnétostriction pour générer un mouvement oscillatoire de faible amplitude (quelques  $\mu m$ ) dans un porte outil. Il obtient des résultats très intéressants, notamment sur la modulation de fréquence en fonction des paramètres de coupe lui permettant de se situer dans un régime à la limite de la coupe discontinue. Malheureusement, cette technique est très limitée pour le moment, car l'actuateur est très fragile et ne supporte que de faible charge (inférieur à  $200\text{ N}$ ), et impose donc des conditions de coupe très faibles (outil  $\varnothing 6.35\text{ mm}$ , dans un aluminium série *6061-T6*,  $V_c = 20\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ ,  $f = 0.05\text{ mm}\cdot\text{tr}^{-1}$ ).

Plus récemment, des *POV* commerciaux sont apparus sur le marché. Les deux systèmes sont basés sur la création de vibrations par un système à came. La société Botek propose un porte outil à excitation forcée, mais ne permettant aucun réglage sur la fréquence ou l'amplitude des vibrations. La figure 1.18b est une photo de ce porte outil. Il est conçu particulièrement pour le forage à l'outil  $3/4$ , et est assez encombrant (longueur d'environ  $250\text{ mm}$  hors outils), et a une fréquence de vibration fixe à une oscillation par tour. Il fonctionne donc sur le principe de variation de section coupée, et non pas de saut hors matière comme il sera montré plus loin. Ce point est notamment illustré sur le brevet couvrant ce *POV* (Botek2006), reproduit sur la figure 1.18a. Une bague inclinée (n° 31 sur le plan) est intégrée dans un porte outil (cadre rouge), et fait face à une bague plane (n° 10), sur laquelle roule une bille (n° 34). C'est l'inclinaison de cette bague qui va permettre de générer des oscillations axiales en écartant périodiquement les deux bagues, comme le montre le graphique de droite.

Le système le plus complet est proposé par la société MITIS, et le système de génération de vibrations est protégé par un brevet (Peigne2008). Il repose sur un roulement à billes n° 1 dont la forme des pistes de roulement génère une oscillation entre la bague d'entrée n° 2 et la bague de sortie n° 3 (voir figure 1.19a). Le porte outil issu de ce brevet est présenté sur la figure 1.19b. Il présente l'avantage d'être modulable, aussi bien en fréquence de vibration qu'en amplitude. Le réglage de la fréquence se fait par le



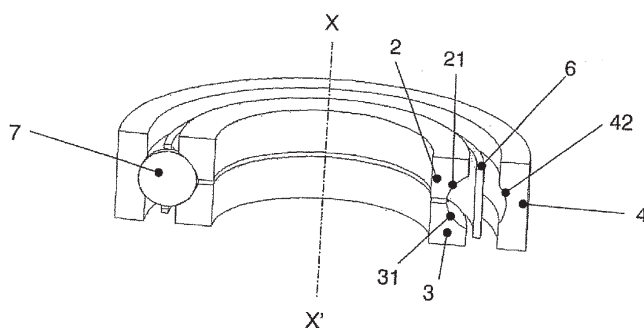
(a) Extrait du brevet Botek illustrant le principe de génération d'oscillations (adapté de (Botek2006))



(b) Porte outil à effet vibratoire utilisant ce brevet

FIGURE 1.18 – POV de la société Botek

changement du roulement, cette donnée étant fixée par le constructeur. L'amplitude peut être choisie de manière à avoir une modulation de l'épaisseur de copeau, ou des sauts hors matière. Néanmoins, ce porte outil est assez complexe à régler, et nécessite également un point fixe sur la machine pour réaliser l'arrêt en rotation de la bague extérieure du roulement spécifique. Cela est également incompatible avec les systèmes de changement d'outil rapide sur les centres d'usinage moderne. Enfin, comme pour tous les systèmes à excitation forcée, tout laisse à penser que la broche est sollicitée dynamiquement à la fréquence de vibrations, ce qui induirait une fatigue plus rapide des roulements de broche, comme l'a étudié Forestier (Forestier2010).



(a) Roulement spécifique breveté par Peigné



(b) Porte outil à effet vibratoire utilisant ce roulement

FIGURE 1.19 – Porte outil vibratoire par excitation à came - MITIS (d'après (Peigne2008))



### 1.3 Technique de perçage vibratoire auto entretenu

Il a été vu précédemment que l'opération de forage reste délicate à maîtriser, souvent peu productive, et oblige à avoir recours à une lubrification abondante. Des solutions ont été proposées pour contourner le principal problème lors de cet usinage (et comme dans le procédé de perçage en général), à savoir la fragmentation du copeau. Les vibrations axiales permettent par une variation de l'épaisseur de copeau de faciliter cette fragmentation, et donc d'augmenter la productivité du forage. Néanmoins, les techniques mises en oeuvre sont complexes à utiliser, et ne sont pour l'instant qu'au stade de la recherche en laboratoire, ou en phase pré-industrielle (qualification de la performance).

Le perçage vibratoire auto entretenu *PVAE* est étudié depuis maintenant 10 ans, et les différentes études ont permis de montrer l'intérêt de la technique d'un point de vue industriel. En effet, Guibert, au cours de sa thèse (**Guibert2008**), a utilisé des indicateurs *métiers* comme la qualité du trou, ou l'augmentation de productivité dans le cas du perçage de trou de lubrification d'un acier de vilebrequin par une opération de forage ( $L = 20xD$ ) sur centre d'usinage.

Dans un premier temps, nous introduirons la technique de perçage vibratoire, et les éléments à mettre en oeuvre pour assurer la performance de ce type d'usinage. En particulier, il sera discuté de la définition d'un porte outil spécifique offrant un degré de liberté axial pour la vibration. Dans un second temps, la définition géométrique d'outils adaptés sera abordée. Finalement, la modélisation du procédé, avec en particulier la prédiction de la trajectoire de l'outil, sera exposée. Il apparaîtra alors que la connaissance fine de l'effort généré par l'outil est indispensable pour alimenter ces modèles. Ce point sera abordé en détail dans le paragraphe 1.4.

#### 1.3.1 Présentation

Les travaux sur le perçage vibratoire auto-entretenu ont débuté à la fin des années 90 avec A. Gousskov dans le laboratoire 3S et ont débouché sur le dépôt d'un brevet en 1997 (**INPG1997**), décrivant *une tête de perçage à effet vibratoire*. Ce document pose les bases de la technique de perçage vibratoire auto entretenu (*PVAE*), à savoir l'utilisation d'un système masse ressort embarqué dans un porte outil spécifique, comme illustrée par la figure 1.20.

Ce système masse ressort est excité par l'énergie de la coupe et offre une souplesse axiale permettant une vibration dans le sens de l'avance de l'outil. On parle de vibrations auto entretenues car aucune forme d'énergie n'est apportée au système *Pièce Outil Machine*, autre que l'énergie de la coupe elle-même. Cela lève un certain nombre de contraintes des systèmes présentés avant (actionneurs piézo-électriques à alimenter en permanence, butée axiale pour les systèmes à came), et conduit à une moindre sollicitation de l'outil.

En effet, avec un système à oscillations forcées, l'outil n'a d'autres choix que de suivre le mouvement dicté par le porte outil, même si ce déplacement n'est pas compatible avec sa résistance mécanique. En revanche, dans un système auto entretenu, c'est l'outil qui apporte l'énergie (par la coupe), et pilote donc indirectement l'oscilla-



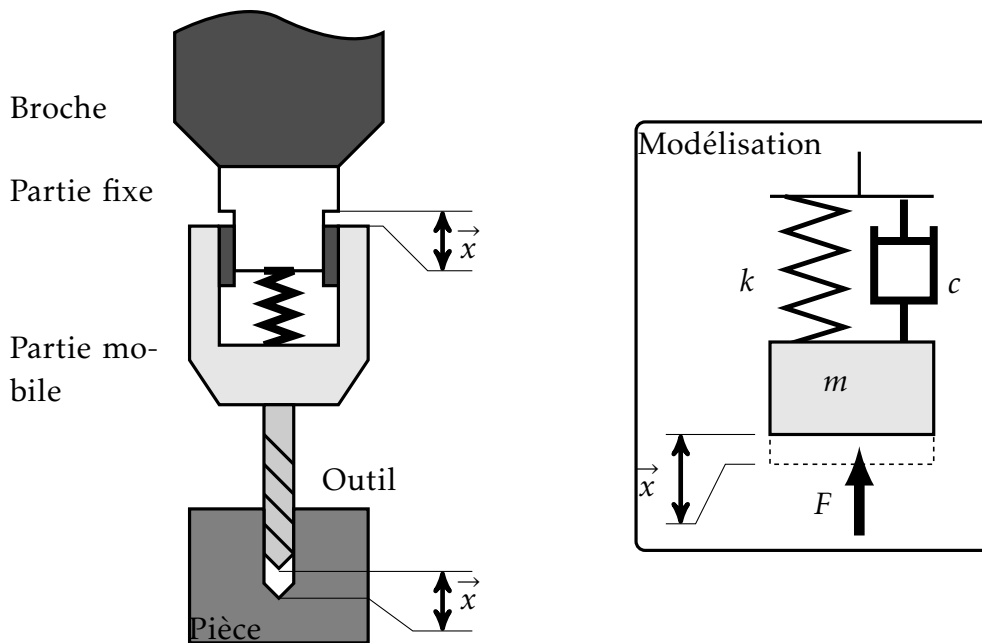


FIGURE 1.20 – Schéma de principe du porte outil vibratoire

tion qu'il va subir.

Les différentes études (**Moraru2002** ; **Kamnev2003** ; **Guibert2008**) entreprises sur le perçage vibratoire auto entretenu ont toutes été basées sur une approche théorique et expérimentale. Il ressort de ces études que la maîtrise de cette technique repose sur trois points directement liés, à savoir un porte outil permettant une liberté axiale, une géométrie d'outil adaptée à cette technique et enfin un modèle de comportement vibratoire.

Ce modèle comporte généralement une description de la dynamique du procédé ainsi qu'un modèle d'effort de poussée. En effet, le PVAE repose sur l'excitation du système masse ressort contenu dans le porte outil par l'effort de poussée généré par l'usinage. Pour maîtriser cette technique, il est donc nécessaire de connaître parfaitement le comportement dynamique et l'interaction avec l'usinage. Il faut aussi noter qu'un travail de synthèse a été réalisé par Paris dans (**Paris2010**), permettant ainsi d'avoir une vue d'ensemble sur la technique de perçage vibratoire auto entretenu.

### 1.3.2 Modèles associés

Dans cette partie, il sera montré les modèles de base expliquant le fonctionnement du PVAE. En premier lieu, les bases de l'instabilité en usinage nous conduiront à la construction des lobes de stabilité, outils théoriques utiles pour la compréhension physique du procédé. Néanmoins, il apparaît que cet outil est trop réducteur dans notre cas, et il sera introduit les méthodes de simulations complètes de procédés avec présence de vibrations, pour tenir compte de l'historique de l'usinage.

### 1.3.2.1 Instabilité en usinage

L'instabilité en usinage est un domaine de recherche en pleine évolution depuis une quinzaine d'années maintenant. En effet, avec l'apparition de machines beaucoup plus dynamiques (vitesse de déplacement et de broche), ainsi que de pièces complexes, de type voile mince, la dynamique, jusqu'alors négligée, doit être prise en compte. Le phénomène le plus courant en usinage générant des vibrations et donc des instabilités de coupe est le broutement.

Ce phénomène est lié, comme le rappelle Peigné (**Peigne2003**), à l'interaction de l'outil avec la matière, et plus particulièrement des irrégularités de ce contact, qu'elles soient liées à l'hétérogénéité du matériau, à l'état de la surface généré précédemment, à la variation de frottement entre l'outil, le copeau et la pièce.

Ces variations dans le comportement de la coupe engendrent des discontinuités dans le déroulement de l'usinage, qui vont exciter le système Pièce Outil Machine (POM). C'est la réponse de celui-ci, de part sa fréquence et son amplitude qui vont amplifier les discontinuités de coupe, les deux phénomènes agissant comme excitateur réciproque. Lors d'un usinage classique, le système POM va atteindre rapidement un état stable, avec de légères variations des conditions de coupe, mais n'entraînant pas de modifications majeurs dans le comportement global.

Mais lorsque l'excitation s'applique à une des fréquences de résonance du POM, la réaction de la structure sera significative, entraînant par exemple des sauts hors matières, et pouvant gravement endommager l'outil ou la pièce. Il est donc primordial de comprendre et de prédire l'apparition de ces phénomènes excitateurs, pour les éviter ou tout du moins les contrôler.

La théorie des lobes offre une voie pour la compréhension de la dynamique de la coupe. Elle utilise l'équation classique de la dynamique, rappelée ici (1.i), avec  $x$  la position,  $\dot{x}$  la vitesse et  $\ddot{x}$  l'accélération de l'outil de coupe, alors que  $M$ ,  $C$  et  $K$  sont respectivement la masse de la partie vibrante, l'amortissement et la raideur de la liaison entre la partie fixe et mobile. Il faut noter que cette équation est également valable dans le cas de systèmes à plusieurs degrés de liberté.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (1.i)$$

Pour résoudre cette équation, la théorie des lobes propose une approche analytique qui repose sur les points suivants, permettant d'étudier le comportement du système usinant à la frontière entre la coupe continue et discontinue :

- Le copeau est le résultat de l'interaction entre l'arête de coupe et la surface résultante des passages précédents de l'outil.
  - L'épaisseur de copeau  $h$  ne dépend que de trois paramètres, à savoir l'avance programmée  $h_0$ , la position instantanée  $x(t)$  de la dent à un instant  $t$  donné par la dynamique, et la forme de la surface laissée par la dent précédente, qui correspond à la position de celle-ci décalée dans le temps (de la période de passage de dents  $T$ ), soit  $x(t - T)$
  - Un modèle de coupe où l'effort dépend linéairement de l'épaisseur de copeau  $h$
- Ces phénomènes peuvent être illustrés par la figure 1.17, page 17. Il arrive donc

comme expression de  $h$  (1.ii) :

$$h = h_0 + x(t) - x(t - T) \quad (1.ii)$$

Il apparaît alors que la dynamique de l'usinage est liée d'une part aux efforts de coupe à l'instant  $t$ , mais également à l'histoire de l'usinage, puisque celle-ci influence avec un retard  $T$  l'effort de coupe, et donc la dynamique globale du système. Le retard temporel correspond à un déphasage des trajectoires d'outil, noté  $\psi$ .

À partir de là, il est possible de définir trois cas :

**Usinage stable** Le broutement n'est pas suffisant pour alimenter le déphasage, on observe une coupe continue

**Usinage instable** Le broutement est suffisant pour alimenter le déphasage, on observe une coupe discontinue

**A la frontière** il y a une bifurcation, et une étude complémentaire dans cette bifurcation doit être menée ((Moraru2002 ; Kamnev2003))

Il est retenu (Tlusty1981 ; Altintas1995 ; Tlusty1999 ; Paris2005 ; Guibert2008) de représenter ce système dynamique par le schéma bloc suivant 1.21 :

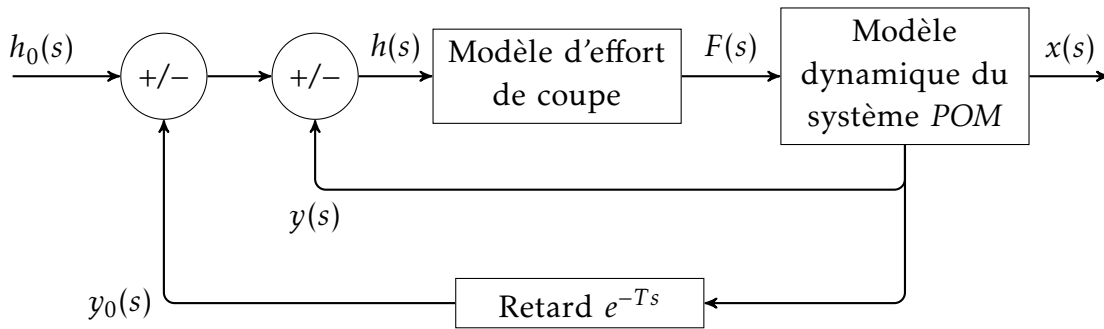


FIGURE 1.21 – Schéma bloc de l'expression de la formation du copeau

Pour calculer la position de ces frontières d'instabilité, il faut étudier la stabilité de la fonction de transfert du système mécanique en exprimant la formation du copeau dans le domaine de Laplace, et donc également l'effort et la fonction de transfert du système mécanique dans ce domaine. Il advient donc, avec  $\Phi(s)$  la fonction de transfert de la partie mécanique,  $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$  l'amortissement modal et  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$  la pulsation nominale (ou fréquence propre) :

$$\Phi(s) = \frac{y(s)}{F(s)} = \frac{\omega_n^2}{K \times (s^2 + 2s\zeta\omega_n + \omega_n^2)} \quad (1.iii)$$

$$F(s) = K_m a_p h(s) \quad (1.iv)$$

$$h(s) = h_0(s) + y(s)(e^{-Ts} - 1) \quad (1.v)$$

La stabilité de l'usinage s'étudie par l'évolution de l'épaisseur de copeau instantané et donc (1.vi). L'usinage est stable si cette fonction de transfert est stable.

$$\frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-Ts}) K_m a_p \Phi(s)} \quad (1.vi)$$

Pour trouver la frontière entre le domaine d'usinage stable et le domaine instable, il faut déterminer les racines du dénominateur. Ces racines sont de la forme complexe  $s = a + ib$  et trois cas sont alors envisageables.

$a > 0$  les vibrations vont croître et le système devient instable

$a < 0$  les vibrations vont être amorties, et le système se stabilise

$a = 0$  c'est la limite de stabilité, les vibrations vont continuer à la fréquence de broatement  $\omega_b$

L'étude de la limite de stabilité se faisant pour  $a = 0$ , en posant par la suite  $s = j\omega_b$ . En introduisant cette relation dans (1.iii), il arrive (1.vii). Au régime critique, la fonction de transfert (1.iii) est nulle, ce qui impose que sa partie réelle et imaginaire soient nulle.

$$1 + (1 - e^{-Tj\omega_b})K_m a_p \Phi(j\omega_b) = 0 \quad (1.vii)$$

En résolvant le système d'équation, il arrive finalement l'expression analytique du déphasage  $\psi$ , en fonction de la phase  $\varphi$  de la fonction de transfert  $\Phi(s)$

$$\psi = 2\varphi + 3\pi \quad (1.viii)$$

L'expression précédente permet ainsi de déterminer le déphasage de la vibration entre deux tours d'outil à partir de la fonction de transfert modélisant le système dynamique oscillant. Si ce déphasage  $\psi$  est nul, les vibrations seront en phase et la coupe sera stable. Si le déphasage n'est pas nul, l'épaisseur du copeau varie. Dans certains cas, comme en perçage vibratoire par exemple, il y a apparition d'une coupe discontinue car l'outil sort complètement de la matière. Ce phénomène est illustré par la figure 1.22. Dans ce cas, on observeras des copeaux de la troisième forme.

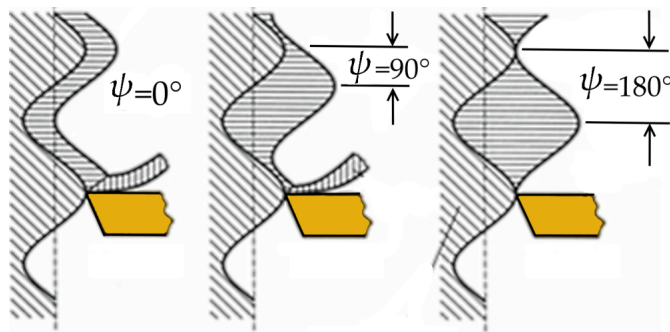


FIGURE 1.22 – Illustration du déphasage  $\psi$  de l'outil par rapport à la surface précédemment générée

Il est donc possible d'exprimer la vitesse de rotation  $N$  associée au déphasage, exprimée à  $2k\pi$  près correspondant aux différents lobes d'instabilité :

$$N = \frac{60}{T} = \frac{60}{\frac{2k\pi + \psi}{\omega_b}} \quad (1.ix)$$

En résolvant la partie réelle de  $\Pi$ , on obtient la profondeur limite de stabilité :

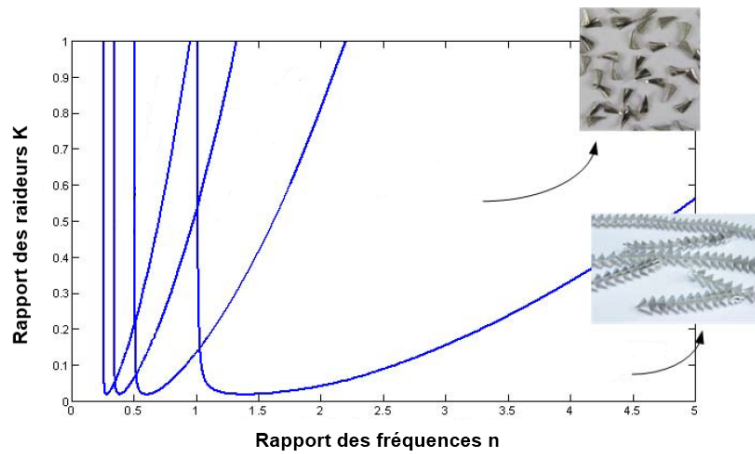


FIGURE 1.23 – Représentation classique des lobes de stabilité (d’après (Bondarenko2010))

$$a_p = \frac{-1}{2K_m \Re \epsilon} \quad (1.x)$$

En somme, la résolution de sa partie imaginaire ( $\text{Im}\Pi$ ) permet de déterminer le déphasage entre les vibrations (1.viii) et la vitesse de rotation  $N$  correspondante pour les différents lobes d’instabilité (1.ix). D’autre part, la résolution de la partie réelle ( $\Re\Pi$ ) qui permet de déterminer la profondeur de passe limite  $a_p$  marquant la frontière entre le domaine stable et le domaine instable (1.x). Les coefficients trouvés (qui représentent la stabilité de la coupe) dépendent donc de plusieurs paramètres : la raideur de coupe du matériau  $K_m$  et les caractéristiques dynamiques du système usinant :  $k$ ,  $c$  et  $m$ . La résolution de ces deux équations permet d’exprimer la limite de stabilité de l’usinage présentée sous forme de lobes d’instabilité, comme illustré par la figure 1.23. Afin d’être plus facilement exploitable, les frontières d’instabilité sont exprimées en fonction de deux paramètres adimensionnels,  $K$  qui représente le rapport entre la raideur de coupe  $K_m$  et la raideur du système  $K$  :  $K = \frac{K_m}{K}$ , et  $\eta$  évalue le rapport entre la fréquence de passage de lèvres et la fréquence propre du système usinant  $\eta = \frac{f_z}{f_0} = \frac{2\pi n c}{T \sqrt{\frac{k}{m}}}$ .

Cette figure fait ressortir une forme particulière de la frontière qui sépare l’espace en deux zones. La zone instable est composée de plusieurs parties appelées *lobes*. Chaque lobe correspond à un comportement dynamique particulier du système. Il existe un très grand nombre de lobes dont un très vaste (qui sera dans la suite du document appelé 1<sup>er</sup>lobe d’instabilité) qui englobe tous les cas instables pour lesquels  $\eta > 1$ . Dans ce premier lobe, le système effectue une oscillation par tour, à laquelle s’ajoute le déphasage  $\psi$  correspondant à la variation de la section du copeau. Les autres lobes d’instabilité se situent pour des fréquences d’excitation inférieures à la fréquence propre de la tête ( $\eta < 1$ ). Le deuxième lobe correspond à deux oscillations par tour, le troisième lobe à trois vibrations par tour, le N<sup>e</sup> lobe à N vibrations par tour.

C’est à partir de ce modèle que Moraru, Kamnev et Guibert ont étudié le perçage vibratoire d’un point de vue théorique. Moraru propose dans (Moraru2002a) une ap-

plication de cette technique dans le cadre du *PVAE*. Cette approche est étendue entre autre par l'étude de la frontière des lobes de stabilité (notamment par l'utilisation des bifurcations de Hopf ou des diagrammes de Poincaré) (**Moraru2002** ; **Moraru2002b**). Néanmoins, cette étude reste très théorique, mais permet de mieux comprendre l'influence des paramètres physiques du procédé ( $V_c$ ,  $f$ , diamètre outil, raideur matériau) sur l'apparition et la stabilisation des vibrations au cours de l'usinage, illustré sur la figure 1.24. Il apparait alors que l'augmentation de l'amortissement  $\zeta$  limite la zone d'apparition du phénomène d'oscillation auto entretenue. Un point de fonctionnement défini (point rouge sur la figure) est alors sensible à la vitesse de broche  $N$ , l'avance de broche  $f$ , la masse mobile  $m$  et la raideur axiale  $k$ , pour un outil de diamètre  $D$ .

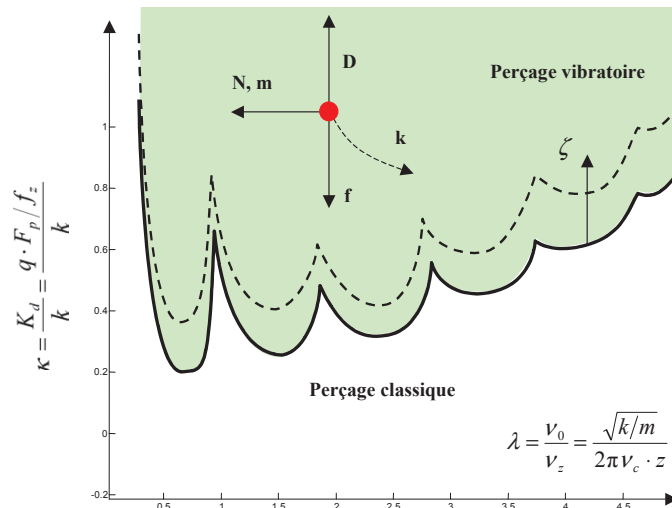


FIGURE 1.24 – Influence des paramètres physiques sur les lobes de stabilité (d'après (**Moraru2002**))

Ce résultat est repris et appliqué au cas du perçage d'un acier traité (290HB) avec un outil carbure  $\varnothing 5$  par Guibert dans sa thèse (**Guibert2008**) (définition géométrique en annexe A.2). A iso raideur, la plage de vitesses de rotation permettant l'apparition de vibrations est décalée vers les basses vitesses lorsque la masse augmente. Cela s'explique par une diminution de la fréquence propre du *POV*. A iso masse, l'augmentation de la raideur va réduire la plage de vitesse de rotation permettant l'apparition de vibration, et la décaler vers les hautes vitesses. Cette fois-ci, la fréquence propre du *POV* augmente, la vitesse de passage de dent doit augmenter pour assurer un rapport de fréquence compatible avec le premier lobe. Finalement, l'augmentation de la raideur va stabiliser le système, alors que la masse va permettre d'obtenir des vibrations à faibles vitesses de rotation.

Les travaux de Bondarenko permettent de mesurer l'influence des couplages de modes dans le domaine du *PVAE*. Dans (**Bondarenko2008a**), il introduit la torsion de l'outil dans la simulation des lobes de stabilité, et réalise donc la détermination des limites de stabilité pour un système à deux degrés de liberté. Il montre ainsi que ces limites changent, et que les conditions d'apparition de la fragmentation du copeau peuvent être réunies pour une avance plus réduite si on tient compte de la torsion de l'outil. Néanmoins, les copeaux générés sont de formes hétérogènes, et il est préférable de ne pas travailler dans ces zones.

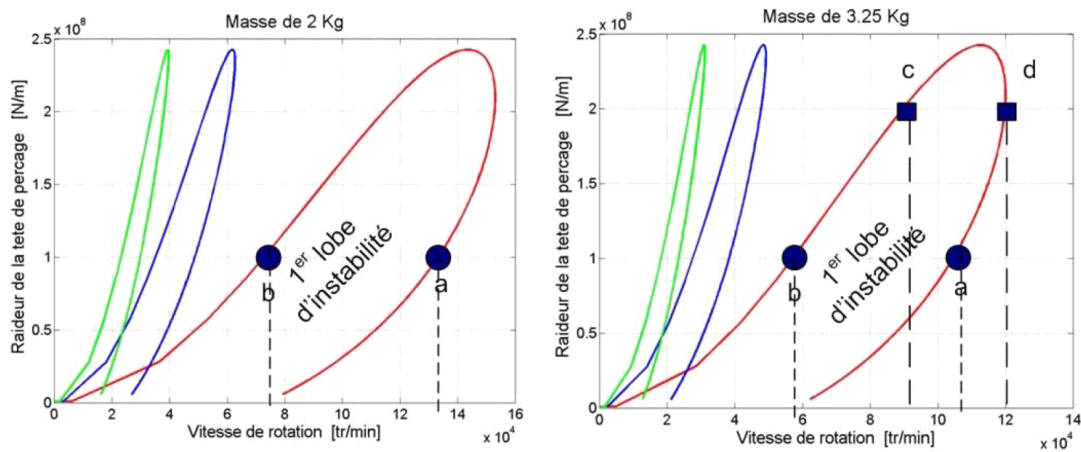


FIGURE 1.25 – Influence de la masse, de la raideur et de la vitesse de rotation sur le point de fonctionnement en perçage vibratoire (d’après (Guibert2008))

### 1.3.2.2 Trajectoire de l’outil

Comme il a été montré dans le paragraphe 1.3.2.1, l’instabilité en usinage est souvent modélisée par la théorie des lobes de stabilité. Néanmoins, la théorie des lobes ne donne accès qu’à un état particulier du système usinant, et ne donne pas d’information sur l’évolution de ce comportement dynamique. C’est pourquoi il existe des méthodes dites d’intégration temporelle, qui vont simuler non pas un état particulier du système, mais toute l’historique du procédé. La plupart des auteurs (Metzler1999 ; Peigne2003 ; Roukema2006 ; Corduann2006 ; LeLan2007) introduisent les méthodes temporelles pour simuler finement une condition d’usinage donnée. Néanmoins il est nécessaire de maîtriser toutes les variables de cette simulation, à savoir les caractéristiques structurales que sont la masse, la raideur et surtout l’amortissement, mais également l’effort excitateur de la structure. Tlusty montre dans (Tlusty1981 ; Tlusty1999) que la simulation temporelle des lobes de stabilité, bien que coûteuse en temps de calcul, est aussi la plus pertinente dans la prédiction du comportement global du système (effort, déplacement, niveau de vibration, dégradation de la pièce).

Altintas propose une comparaison entre plusieurs méthodes de simulation dans (Altintas2008a). Il compare une approche fréquentielle (décomposition spectrale du chargement, une étude sur la fréquence fondamentale - *zero order*, ou sur les harmoniques - *multi frequency*), ainsi que la méthode dites semi discrète introduite par Stepan et Insperger (Stepan2001 ; Insperger2002 ; Insperger2003). Il montre que chacune possède son domaine de validité et bien que l’approche semi discrète et la méthode multi fréquentielle donnent des résultats semblables, elles nécessitent une recherche itérative des limites de stabilité, et sont donc assez longues. En revanche, la réponse fréquentielle *fondamentale* donne rapidement un résultat acceptable. Ces remarques sont illustrées par la figure 1.26.

Roukema propose dans (Roukema2006 ; Roukema2007 ; Roukema2007a) une simulation complète de l’opération de perçage. En effet, il inclue dans son modèle dynamique de nombreux éléments importants :

- la prise en compte de plusieurs degrés de liberté couplés (axial, torsion et flexion)

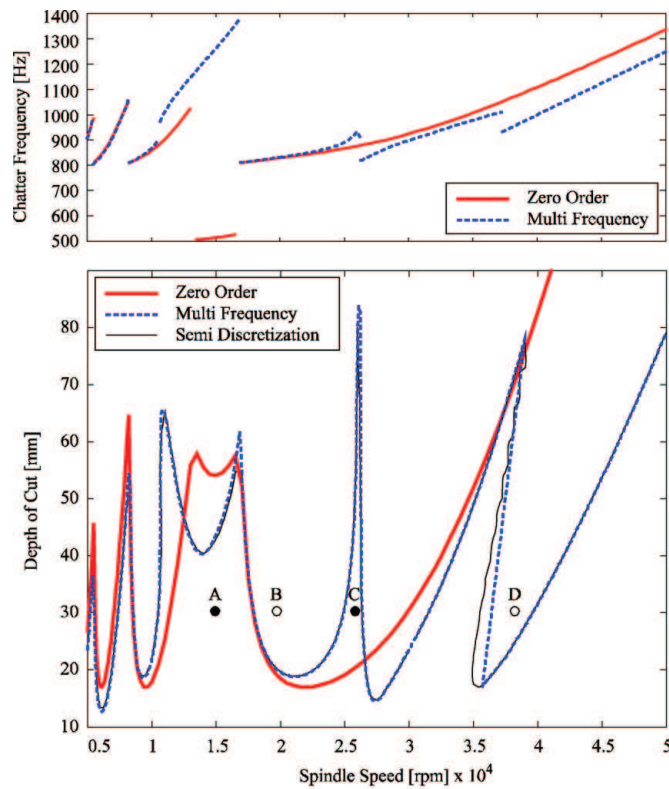


FIGURE 1.26 – Comparaison des différentes approches de simulation des limites de lobes de stabilité (d’après (Altintas2008a))

- la prise en compte des effets de retard dans la formation de la surface usinée, par l’interpolation de la position réelle de l’arête de coupe par rapport à la surface résultant de l’usinage précédent schématiser sur la figure 1.27a. De plus, la torsion peut induire un retard angulaire, qui est alors géré par cette méthode.
- un modèle géométrique de l’outil et de la pièce.
- la prise en compte du comportement potentiellement asymétrique des lèvres de l’outils, en découplant l’étude pour chaque lèvre comme illustré sur la figure 1.27b.
- Un modèle d’effort identifié à partir d’essais de perçage stable

Ces éléments ne peuvent être mis en équation que par une simulation temporelle du procédé de perçage. En effet, il existe de nombreux couplages, comme les phénomènes de retard dus à la torsion, ou la différence de comportement des deux lèvres due à la flexion, ainsi que la réponse dynamique de l’outil. Or ces couplages forts ont une importance sur le résultat de la simulation, notamment sur les frontières des lobes de stabilité.

Guibert présente dans (Guibert2008a) un simulateur de perçage vibratoire, avec entre autre la simulation de la dynamique du porte-outil vibratoire reprenant en partie les hypothèses de Roukema. Pour cela, il utilise une méthode d’intégration temporelle de Newmark, couplée à une phase d’optimisation - recalage pour permettre la prise en compte de la non linéarité de l’effort de coupe par rapport au déplacement de l’outil (et donc de l’épaisseur de copeau variable). Néanmoins, il se limite à la prise en compte



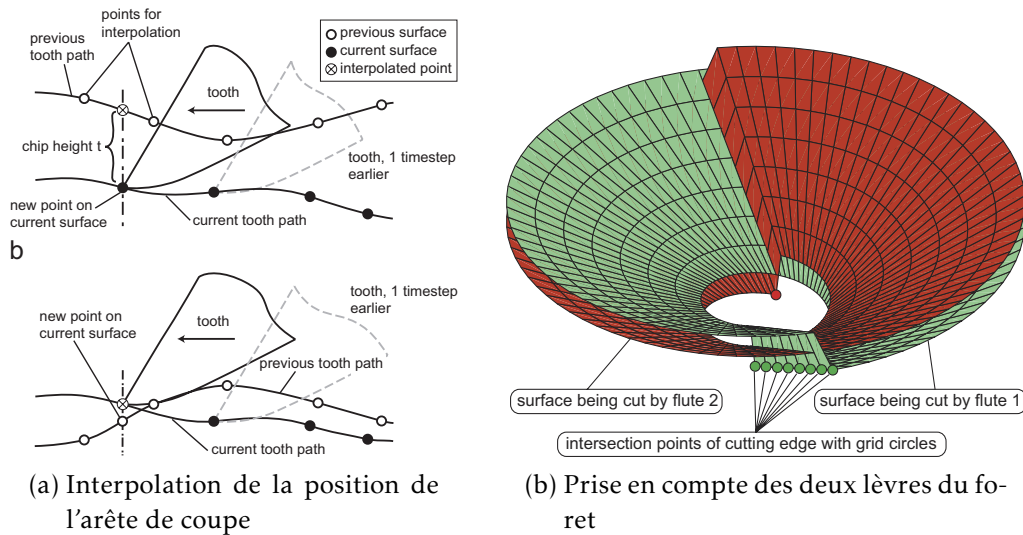


FIGURE 1.27 – Modélisation dynamique retenue par Roukema (d'après (Roukema2006 ; Roukema2007 ; Roukema2007a))

de  $1DDL$ , mais cela lui permet de corrélérer assez bien avec les données expérimentales comme le montre la figure 1.28. Ce simulateur donne des résultats intéressants, en permettant de retrouver de manière assez précise les grandeurs mesurables (effort de poussée et déplacement de la partie mobile du porte outil). Guibert donne des résultats dans certaines configurations de coupe, mais ne montre pas par exemple de comparaison entre un domaine de vibration réel et un domaine simulé.

Les méthodes temporelles reposent sur la résolution numérique de l'équation fondamentale de la dynamique, comme posé dans (1.i) page 21. Cette résolution est souvent faite par la méthode de Newmark, comme le note Peigné (Peigne2003) ou Guibert (Guibert2008). Néanmoins, de par les couplages de la dynamique de la coupe, une démarche itérative de calcul doit être ajoutée. En effet, l'algorithme de Newmark fait partie des méthodes numériques implicites car elle réalise un prédiction sur la position futur  $u(t + \Delta t)$  en fonction de la position actuel  $u(t)$  et de l'effort prévu  $F(t + \Delta t)$ . Or dans le cas des mécanismes vibratoires, il y a une régénération de la surface, et l'effort  $F(t)$  dépend du déplacement au même pas de temps  $u(t)$  et de la position précédente  $u(t - \Delta t)$ , comme indiqué dans l'équation (1.xii). De plus, les modèles d'efforts les plus fins ne dépendent pas linéairement de  $u(t)$ . L'effort  $F$  doit donc être exprimé dans ce cas par rapport à  $u(t)$ . Il y a donc un problème car il faut connaître  $u$  pour calculer  $F$ , alors que  $u$  dépend de  $F$  (1.xi).

$$u(t + \Delta t) = f_1(u(t), f(t + \Delta t), \dot{u}(t), \ddot{u}(t)) \quad (1.xi)$$

$$F(t + \Delta t) = f_2(u(t + \Delta t) - u(t)) \quad (1.xii)$$

Cela impose donc la recherche itérative d'une solution. Guibert indique que la méthode de Newmark permettant la prédiction de la position  $u(t + \Delta t)$  est affiné par un algorithme d'optimisation de type Newton (Guibert2008). Dans cette recherche, il recalcule l'effort résultant du déplacement et optimise ce dernier, de manière à établir l'équilibre dynamique au sens de l'équation (1.i). Il y a donc une résolution en deux

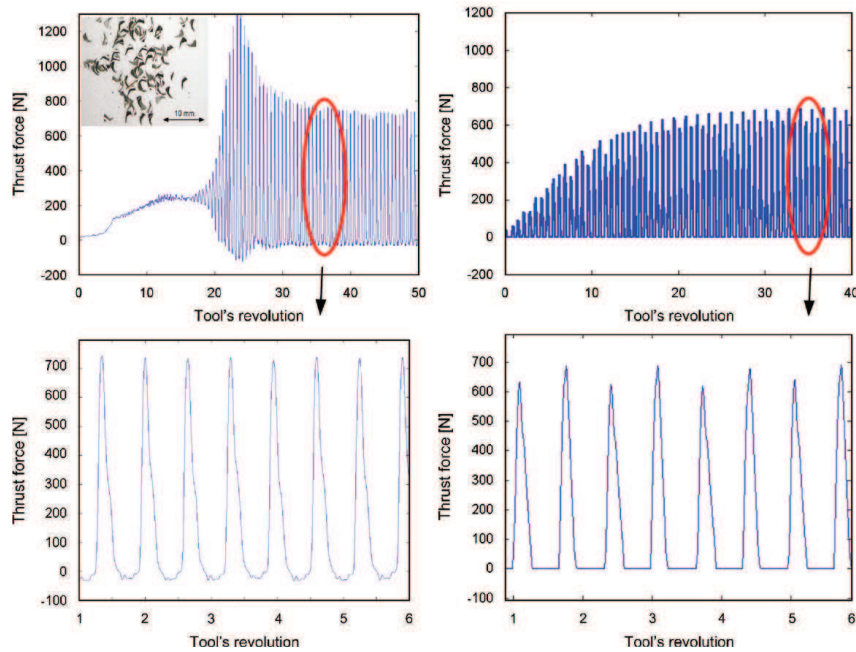


FIGURE 1.28 – Résultat d’une simulation de perçage vibratoire et comparaison avec un essai dans les conditions suivantes :  $M = 2,45\text{Kg}$  et  $K = 260\text{N.mm}^{-1}$  outil carbure monobloc  $TiAlN$ , à sec (d’après (Guibert2008a))

temps, d’abord une prédiction de la position d’équilibre de l’outil, puis une précision de cette solution. Finalement, cette méthode impose un grand nombre de calculs et est donc couteuse en temps. D’autre part, cette technique conduit à une accumulation d’erreurs numériques, qui peuvent finalement fausser le résultat de la simulation. Enfin, la prise en compte de couplage de modes est plus délicate à mettre en oeuvre avec ce type d’algorithmes. Or Bondarenko a montré dans (Bondarenko2010) qu’il est nécessaire dans le cas du *PVAE* de prendre en compte la torsion, car celle-ci va rendre le système plus instable.

Ce que nous pouvons retenir de ces modèles dynamiques, c’est que la connaissance fine de l’effort de poussée est indispensable pour permettre une simulation fiable du procédé. C’est le point sur lequel nous porterons notre attention dans le chapitre 4

### 1.3.3 Géométrie d’outil adaptée

Dans le *PVAE*, l’outil est un élément critique. En effet, de par sa géométrie, il va générer un effort particulier. Toutes les études sur ce point ont montré l’influence des paramètres de coupe ( $V_c$  et  $f$  en particulier), mais aussi de la géométrie de la pointe (point notamment étudiée par Galloway (Galloway1957), Armarego (Armarego1984; Armarego1996), Huang (Huang1994) ou Claudin (Claudin2006)). Néanmoins, ils considèrent un procédé de coupe continue. Or en *PVAE*, la coupe est discontinue, et la surface du fond du trou à instant  $t$  a une forme quasi sinusoïdale, comme l’a montré Zhang (voir figure 1.17). Il apparaît donc un talonnage de l’outil, ou la face de dépouille va toucher les crêtes laissées par les passages précédents. Cette partie de la géométrie doit également être prise en compte, au même titre que l’angle de coupe ou

la géométrie de la pointe (type d'affûtage, voir la figure 1.3, page 5).

Chang introduit dans (Chang2009) un modèle cinématique du perçage assisté ultrasonique, avec trois évolutions majeures. L'arête de coupe est décomposée en arêtes élémentaires, le talonnage est pris en compte, et le modèle de coupe tient compte de la variation de la géométrie locale instantanée (angle de coupe et de dépouille effectifs), comme illustré sur la figure suivante 1.29. Il montre ainsi que le talonnage est un phénomène important à prendre en compte dans le cas du perçage avec coupe discontinue, comme l'on montré Bondarenko (Bondarenko2009 ; Bondarenko2009a) ou (Yaqub2008).

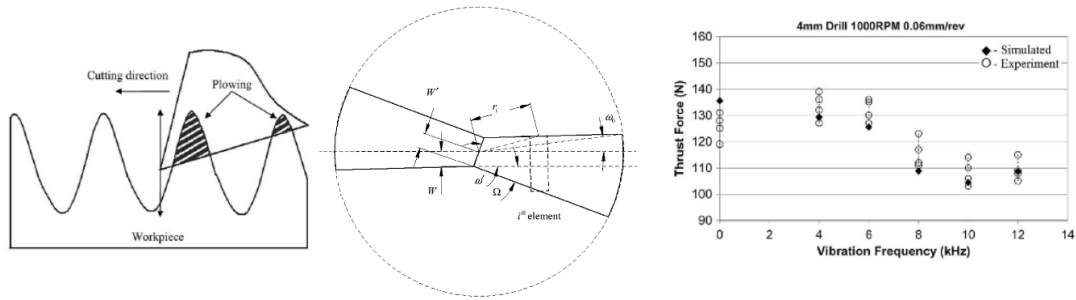


FIGURE 1.29 – Introduction du talonnage, de la discrétisation d'arête et résultat sur l'effort de poussée en fonction de la fréquence de sollicitation (d'après (Chang2009) )

D'un point de vue géométrique, Huang introduit dans (Huang1994a) une géométrie d'outil limitant ce phénomène de talonnage, particulièrement au niveau du centre de l'outil, comme il a pu être montré plus haut (voir figure 4.14 page 141). En remodelant de manière importante la pointe de l'outil, il introduit un foret multi-facette, réduisant drastiquement le risque talonnage au niveau du centre de l'outil, en augmentant fortement l'angle de dépouille, comme illustré par la figure 1.30.

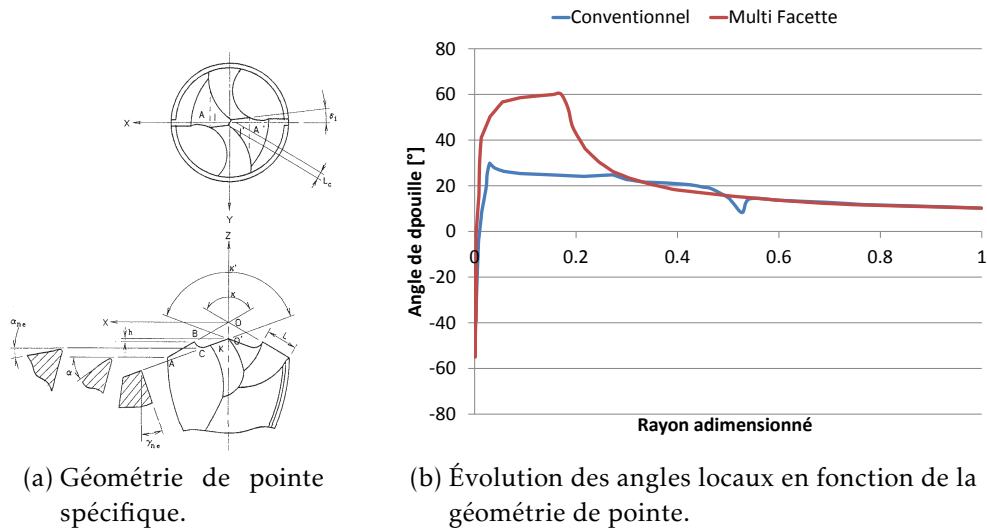


FIGURE 1.30 – Influence de l'affûtage sur l'angle de dépouille local (Huang1994a)

Galloway introduit cette problématique dans le cas de vibrations auto régénératives dans (Galloway1957). Il montre ainsi que la géométrie de l'outil d'un point de

vue global peut favoriser l'apparition de vibrations axiales, mais également de battements radiaux, néfastes pour la qualité du trou. Néanmoins, il n'a pu à l'époque étudier l'influence de la géométrie sur le comportement vibratoire.

Guibert a étudié la géométrie d'outil la plus adaptée en PVAE, d'un point de vue domaine de vibration accessible. Il a pu démontrer en particulier l'importance de la géométrie de la pointe de l'outil, et notamment l'affûtage dit pointe en croix sur un foret ARS (**Guibert2007f**), ainsi que le revêtement *TiAlN* qui offre un domaine de fonctionnement plus large à iso-géométrie (**Guibert2007d**), comme représenté sur la figure suivante 1.31. La géométrie de cet outil est décrite en annexe A.1. D'autre part, il identifie un foret carbure  $\varnothing 5\text{mm}$  (définition géométrique en annexe A.2) offrant des performances remarquables dans l'application de référence, à savoir le perçage d'un acier *mi-dur* 35MnV7 à 290Hb (acier à vilebrequin), et qui possède les mêmes caractéristiques macros géométriques que l'outil ARS (amincissement de l'âme, revêtement *TiAlN*). Il identifie enfin que l'angle de dépouille joue un rôle primordial dans l'apparition et le maintien de vibration. Un angle trop faible disperse toute l'énergie de coupe par écrouissage, alors qu'un angle trop important ne permet pas la stabilisation du processus.

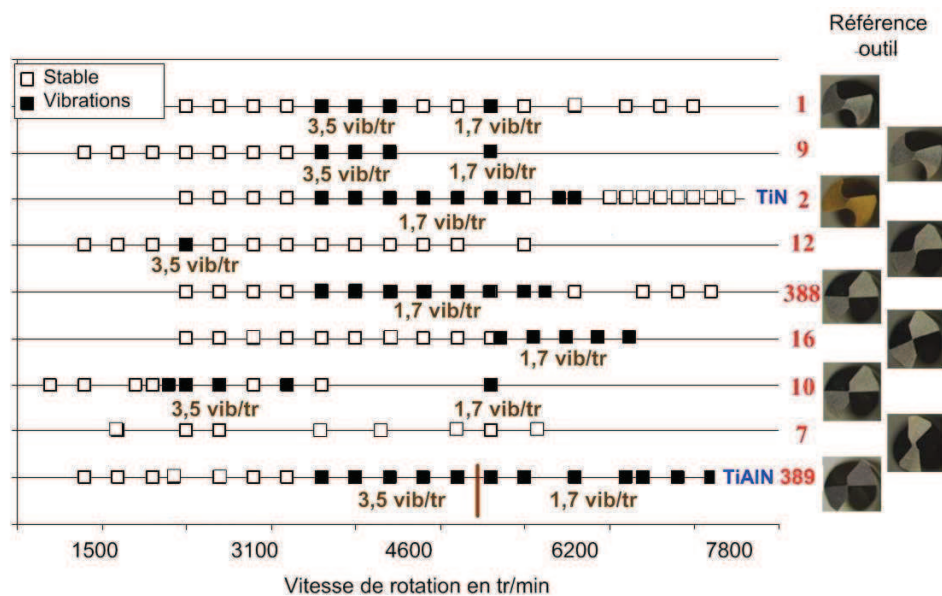


FIGURE 1.31 – Influence de la macro géométrie de pointe sur le domaine de fonctionnement vibratoire, perçage dans le plein avec  $f = 0,05\text{mm}\cdot\text{tr}^{-1}$ ,  $M = 2,45\text{Kg}$  et  $K = 260\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$  (d'après (**Guibert2007f**))

Il apparaît que peu d'études ont porté sur la détermination de la géométrie optimale pour le perçage vibratoire. Guibert a identifié un type d'affûtage de pointe, et il a redémontré l'intérêt de la maîtrise de l'angle de dépouille pour la stabilisation des vibrations. Mais cette étude reste empirique, et le lien entre géométrie d'outil et performance du perçage vibratoire n'est pas encore clairement identifié.

### 1.3.4 Définition d'un porte outil

Le porte outil est l'élément central dans la technique de *PVAE*. Il doit comporter un système masse ressort, également permettre le guidage entre la partie fixe liée à la broche et la partie mobile liée à l'outil. Enfin, il doit assurer la transmission du couple, tout en limitant au maximum les pertes d'énergie, notamment les frottements induits par le guidage. En effet, le système étant auto-entretenu, l'énergie apportée par la coupe ne doit servir qu'à exciter le système masse ressort, et il faut donc limiter les phénomènes dissipatifs. Tout *POV* possède donc ce cahier des charges minimal. Depuis le début des études sur le *PVAE*, un certain nombre de prototype ont été proposés. Ce paragraphe s'intéresse à la description de ces *POV*, ainsi que l'étude de leurs spécificités.

Le brevet en 1997 (**INPG1997**) comportait simplement une description d'un porte outil permettant les vibrations axiales. D. Lesage a proposé dès 1997 un prototype de porte outil spécifique (**Lesage1997**) basé sur le brevet, qu'il a fait fabriquer et tester, illustré par la figure 1.32. Ce *POV* (*Porte Outil Vibratoire*) se montait en pince outil et était assez volumineux. La masse n'était que difficilement réglable, alors que la fonction ressort était réalisée par des disques souples ajourés (n° 13 sur le plan 1.32). Ces disques permettaient également de transmettre le couple, et de réaliser la liaison glissière entre partie fixe et mobile, soit une solution sans frottement.

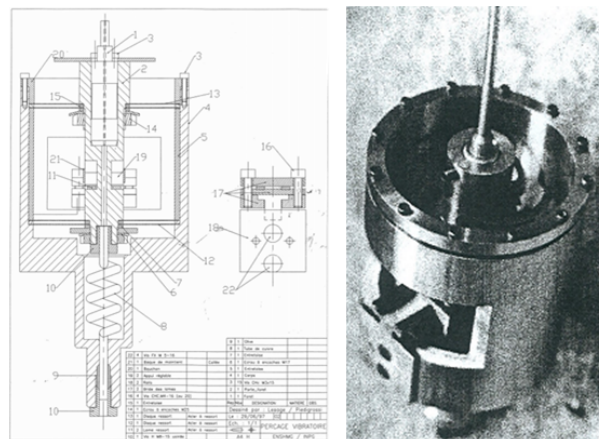


FIGURE 1.32 – Prototype de porte outil vibratoire de D. Lesage (**Lesage1997**)

A partir de ce brevet de base, Kamnev (**Kamnev2003**) et Moraru (**Moraru2002**) ont défini des *POV* en explorant des solutions technologiques pour les fonctions ressort et guidage. Notamment, le guidage est assuré par une cage à bille, qui permet un déplacement sans jeu (roulement sans glissement), et assure une bonne concentricité. La figure suivante 1.33 illustre les deux *POV* du Kamnev et Moraru.

Guibert s'est servi de ces *POV* pour développer un porte outil spécifique plus abouti que les versions précédentes, illustré par la figure 1.34. Il permet notamment de jouer rapidement à la fois sur la masse et la raideur embarquée. Il a été conçu pour une implantation sur un centre d'usinage (encombrement et équilibrage). Néanmoins, il reste délicat à manipuler (la grande possibilité de réglage implique un montage complexe et des défauts d'alignement de pièce).

Les différents *POV* présentés ici remplissent le cahier des charges de base du *PVAE*. Ils diffèrent principalement par le système de guidage, ou la fonction ressort. Ils res-



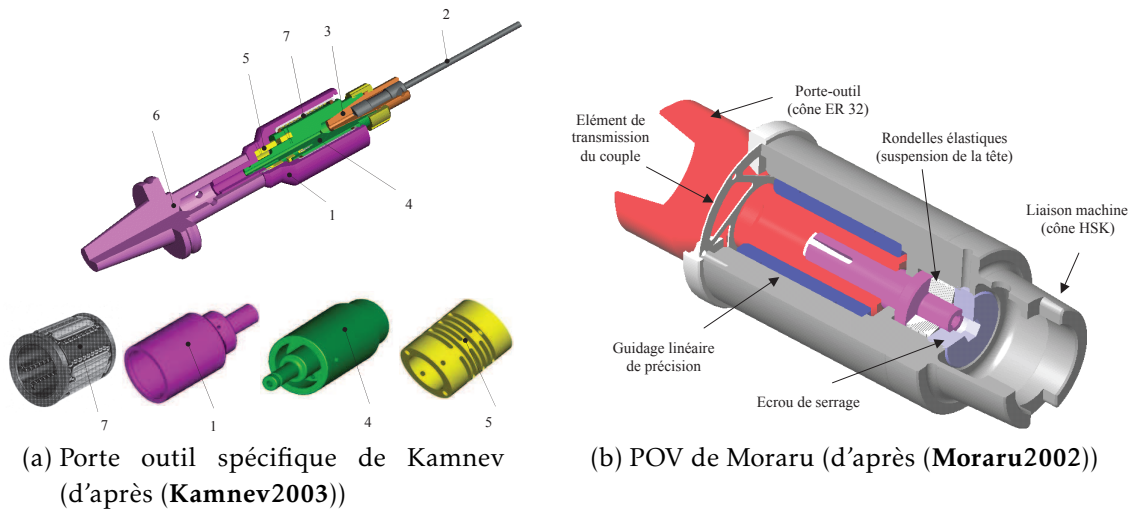


FIGURE 1.33 – Porte outil vibratoire utilisé par Kamnev et Moraru, issu du brevet de l'INPG



FIGURE 1.34 – Photo du porte outil spécifique conçu par N. Guibert (Guibert2008)

tent néanmoins assez proches d'un point de vue organisationnel, à savoir une liaison glissière concentrique avec la fonction ressort, et une masse réglable par l'extérieur. Ils ont permis à leurs concepteurs de valider les hypothèses théoriques sur la position des lobes de stabilité par exemple.

Il apparaît donc que la conception d'un *POV* est une tâche relativement délicate, car elle doit prendre en compte des contraintes technologiques (permettre la vibration axiale) et mécaniques (assurer le guidage, limiter le faux rond, ...). Néanmoins, les solutions proposées ne sont pas encore utilisables directement dans l'industrie, de par la difficulté de réglage du ressort par exemple (dans le cas des rondelles élastiques). Il est donc nécessaire de concevoir un *POV* qui offre d'une part la possibilité de calibrer finement le fonctionnement dynamique (masse et raideur ajustable), tout en étant industriellement viable (utilisation dans un chargeur de machine outil, montage aisée, fiabilité de fonctionnement). Ce point sera abordé plus loin dans ce mémoire (voir chapitre 2).

## 1.4 Modèle d'effort pour le perçage vibratoire

Le dernier point mis en avant dans l'étude du *PVAE* concerne la modélisation des efforts en perçage. En effet, ce procédé est directement piloté par l'effort lié à la coupe, et la connaissance fine de cet apport d'énergie est indispensable pour maîtriser la technologie. De plus, comme il a été montré précédemment 1.3.2.2, la simulation du perçage vibratoire passe par un modèle d'effort pertinent. Nous proposons ici d'aborder la thématique des efforts en perçage, qui sera reprise et étendu dans le chapitre 4.

### 1.4.1 Pourquoi un modèle d'effort pour le *PVAE* ?

Il a été montré que l'effort en *PVAE* est de type périodique, car l'outil entre et sort en permanence de la matière. La variation de la section coupée instantanée entraîne une variation de l'effort. À aucun moment, l'outil, et donc l'effort, n'est dans une phase stabilisée.

De plus, la compréhension des phénomènes pilotant la performance du perçage vibratoire passe par une phase de modélisation du système usinant, comme nous l'avons abordé précédemment 1.3.2. Or, dans ces approches, la quantification précise du chargement qui va exciter le système masse ressort est primordial.

C'est pourquoi la modélisation de l'effort en *PVAE* est critique. Kamnev a montré que les modèles simples (mécanistiques ou phénoménologiques) n'étaient pas suffisant lorsqu'on cherche à explorer les conditions de fonctionnement de la technologie. C'est pourquoi Guibert a introduit (**Guibert2009**) un modèle d'effort basé sur les travaux de Claudin (**Claudin2008**) (méthode du *Couple arête matière*) afin de simuler le *PVAE* (**Guibert2008a**).

En somme, ce modèle d'effort doit tenir compte d'une part des conditions opératoires (vitesse de coupe et avance instantanée), et de la géométrie de l'outil d'autre part.

Par la suite, nous introduirons rapidement l'analyse des efforts à l'échelle de l'outil. Néanmoins, nous montrerons que ces modèles sont trop rigides dans leur application. En effet, nous souhaitons dans le cadre du projet FGVV avoir un modèle d'effort qui puisse convenir à une large gamme d'application (géométrie, matière usinée). A partir de cette première approche, nous introduirons dans le chapitre 4, à la page 127, des modèles permettant de prendre en compte la variabilité de la géométrie de l'outil.

### 1.4.2 Effort globaux à l'échelle de l'outil

Shaw et Oxford (**Shaw1957**) ont utilisé l'analyse dimensionnelle pour établir des expressions permettant de calculer le couple et l'effort axial générés pendant le perçage. Ils ont mis en place des relations adimensionnelles donnant le couple  $C_z$  et l'effort axial  $F_z$ . Selon les auteurs, l'effort axial et le couple dépendent de la dureté Brinell  $HB$  du matériau usiné, de l'avance  $f$ , de la longueur de l'arête centrale  $c$ , et du diamètre du foret  $D$ , soit en somme la géométrie de l'outil ainsi que des conditions opératoires.

Il mettent également en avant la faible influence de la vitesse de coupe. Ces résultats sont également confirmés par Galloway (**Galloway1957**). Stephenson reprend la même approche phénoménologique dans (**Stephenson1992**), et utilise un modèle d'effort tenant compte de la géométrie de l'outil (angle de pointe, de coupe, longueur de l'arête transversale, diamètre de l'âme) et des conditions de coupe (vitesse de coupe et d'avance). Il l'applique à une série d'outils de géométries diverses, mais ne tire pas de lien entre les coefficients de son modèle et le comportement de l'outil.

D'autre part, Jrad propose dans (**Jrad2007**) un modèle éléments finis de perçage, dont les résultats sont illustrés par la figure 1.35 (formation du copeau lors du perçage, lors de la phase de pénétration, et distribution de température sur l'outil). Cette approche est intéressante, mais les résultats restent pour le moment assez éloignés de la mesure, notamment car il y a beaucoup d'hypothèses dans ce type de modèle, limitant leur réalisme (taille de maille importante pour limiter le temps de calcul, et donc approximation importante du champ de déformation notamment).

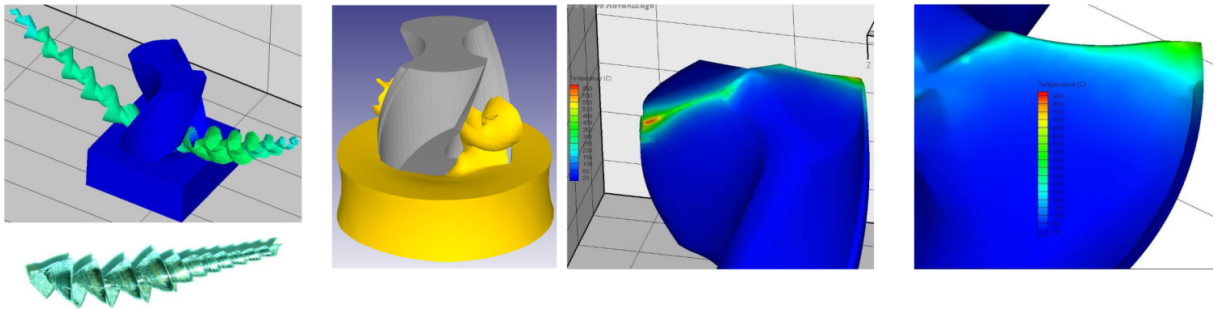


FIGURE 1.35 – Modélisation numérique du perçage (d'après (**Jrad2007**))

Au final, il apparaît que ces modèles semi empiriques sont intéressants en première approche, mais ils sont très fortement liés à un cas de perçage défini (outil et matière fixe). D'autre part ils supposent une coupe continue, alors que la *PVAE* est un procédé utilisant une coupe fortement interrompue. De plus, de part le contexte du projet FGVV, la modélisation de l'effort doit pouvoir prendre en compte une variation géométrique fine (diamètre outil, géométrie locale de coupe) ainsi que la nuance du matériau. C'est pourquoi il sera présenté par la suite des modèles plus fins, permettant d'intégrer ces paramètres.

### 1.4.3 Modèle d'effort pour le perçage vibratoire

Comme il a été montré précédemment, le perçage vibratoire s'appuie sur l'effort de poussée généré par l'outil pour exciter un système masse ressort. La simulation de ce procédé est complexe, et fait intervenir des modèles dynamiques qui nécessitent une connaissance fine de l'effort excitateur, comme illustré dans les paragraphes 1.3.2.1 ou 1.3.2.2. De plus, il apparaît que l'effort de poussée est en réalité la composition de l'effort lié à la coupe, mais également lié au talonnage. Bondarenko a montré (**Bondarenko2010**) par une analyse de la cinématique du procédé que l'outil commence par



talonner, puis réalise ensuite la coupe, illustré par la figure 1.36. Il est donc nécessaire de prendre en compte ces deux phénomènes.

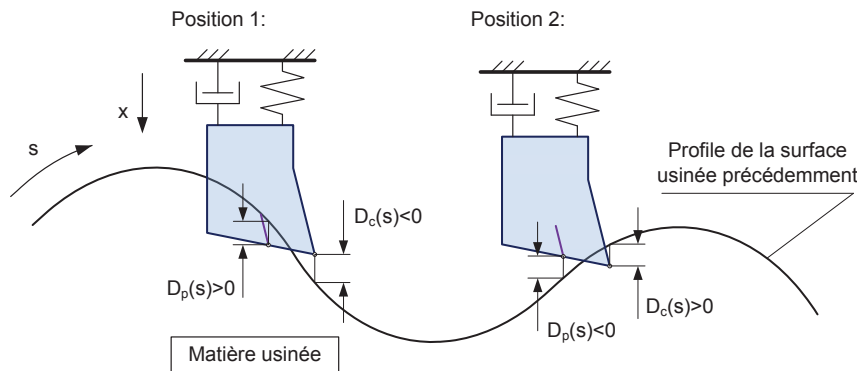


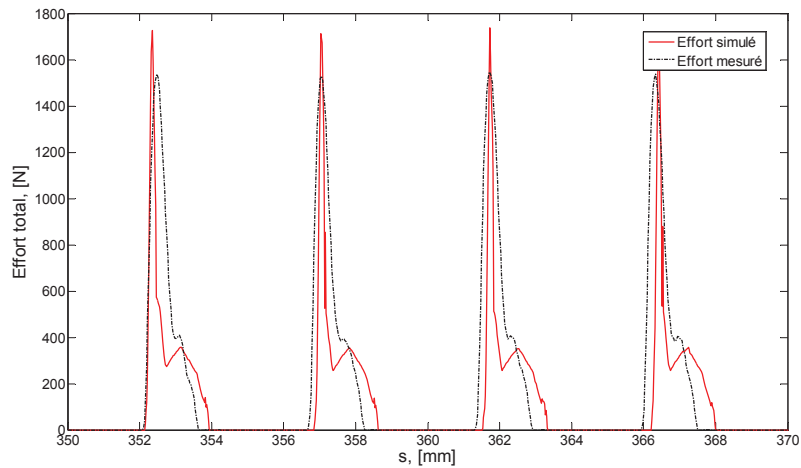
FIGURE 1.36 – Arête virtuelle générant un effort complémentaire (**Bondarenko2010**)

Le premier modèle complet de simulation du perçage vibratoire a été proposé par Paris dans (**Paris2005**). Il introduit un modèle dynamique du *POV*, ainsi qu'un modèle simple pour l'effort de poussée. Guibert montre dans (**Guibert2006b**) que l'effort de talonnage peut être déterminé par la simulation, en identifiant le volume de matière interférant avec la dépouille, modélisant un phénomène d'indentation (écrouissage). Ce modèle de talonnage *volumique* est assez précis, mais coûteux en terme de temps de calcul. Paris dans (**Paris2008b**) propose de considérer le talonnage comme l'usinage réalisé par une arête de coupe virtuelle placée sur la dépouille de l'outil. Il montre que l'ajout de cet effort complémentaire dans la simulation du procédé permet de stabiliser les vibrations et d'assurer une meilleure concordance avec les résultats expérimentaux, comme vu plus haut (figure 1.28, page 29). Bondarenko complète cette approche (**Bondarenko2009**), notamment par l'identification directe des coefficients du modèle de coupe de cette arête lors d'un essai de perçage, mais également en déterminant la position optimale de cette arête par rapport à l'arête principale. Ce coefficient de coupe de l'arête de coupe virtuelle est notablement plus élevé que celui de l'arête de coupe réelle.

Bondarenko propose alors un modèle d'effort de poussée couplé à un modèle dynamique à *1 DDL* qui reflète de manière très satisfaisante le comportement du système usinant réel, comme le montre la figure 1.37. Néanmoins, il a seulement validé son approche sur un cas type (outil  $\varnothing 13\text{mm}$  dans un alliage d'aluminium série 7075). D'autre part, les harmoniques jouent un rôle majeure aux frontières des lobes, alors que le talonnage influe sur le niveau du pic d'effort relevé en début d'usinage.

## 1.5 Conclusions sur l'état de l'art

Comme il a été montré dans ce chapitre, le perçage et en particulier le forage de trou profond reste à l'heure actuelle un procédé difficilement maîtrisé. Des palliatifs ont été proposés, mais ni la lubrification optimisée, ni les géométries innovantes d'outils ne peuvent seules améliorer la productivité. Les procédés d'assistance vibratoire offrent une voie nouvelle, et permettent d'accomplir le saut technologique de l'usinage grande

FIGURE 1.37 – Effort de poussée simulé et mesuré (**Bondarenko2010**)

vitesse pour le forage. Il apparaît également que la technologie de perçage vibratoire auto entretenu est une solution ayant montrée son efficacité sur un cas pratique industriel (Travaux de Guibert sur le perçage de vilebrequin en acier 35MnV7).

Les travaux précédents ont montré que la maîtrise du *PVAE* repose sur un porte outil performant, permettant l'obtention de vibrations axiales, et limitant au maximum les pertes par frottement. Il est également nécessaire de maîtriser la géométrie de l'outil, non seulement pour piloter l'effort produit (qui sera l'excitateur du porte outil), mais également pour stabiliser les vibrations par le talonnage. Enfin, il est nécessaire de prédire le comportement du système usinant, par la théorie des lobes de stabilité, méthode rapide mais pas assez fiable, ou par une simulation complète du procédé.

Il apparaît qu'à la suite de ces travaux préliminaires, il se dégage un certains nombres de problématiques. En premier lieu, la géométrie de l'outil n'a été que peu étudiée dans la cas du perçage vibratoire. C'est pourtant un élément clé, car l'outil va générer l'effort de poussée permettant l'apparition des vibrations, mais également le talonnage permettant la stabilisation de celles-ci. D'autre part, la simulation du procédé, bien que pertinente, ne permet pas de rendre compte de tous les phénomènes locaux qui peuvent déstabiliser le procédé.

Les travaux présentés ici se concentreront sur la géométrie des outils de coupe, et en particulier sur la compréhension des phénomènes locaux présidant l'apparition et la stabilisation des vibrations. Dans cette optique, une étude de l'influence de la macro et micro géométrie devra être entreprise, ainsi que le rôle du frottement. Enfin, à partir de ces nouveaux outils adaptés au perçage vibratoire, il conviendra d'introduire ces phénomènes dans la simulation, et notamment de comprendre leurs interactions avec le domaine de fonctionnement du perçage vibratoire. Pour cela, des modèles d'efforts plus fins doivent être introduits. Enfin, la conception d'un porte outil industriel est une étape préalable à toute campagne expérimentale.



## Porte outil vibratoire industriel

---

L'état de l'art a montré que le perçage vibratoire auto entretenu se basait sur un porte outil offrant un degré de liberté dans la direction axiale. Mais la définition de ce porte outil est complexe, car il doit répondre à des problématiques diverses, d'une part liées au système masse ressort, et d'autre part à son utilisation industrielle. Ainsi, il est nécessaire de bien prendre en compte ces diverses contraintes pour proposer une solution à la fois robuste dans son fonctionnement, mais suffisamment flexible pour couvrir une large plage d'utilisation. Dans ce chapitre, nous aborderons la définition de ce cahier des charges techniques pour un porte outil vibratoire. Les solutions technologiques seront étudiées. La validation de cette solution passe nécessairement par l'acquisition de données lors d'un essai. De part la nature périodique du perçage vibratoire, des méthodes de collecte et traitement de données devront être mises en place afin d'assurer le suivi du procédé. Enfin, le porte outil défini sera qualifié au travers d'une application de référence, montrant l'intérêt des moyens de mesure mis en oeuvre.

---

---

## Sommaire

---

<b>2.1</b>	<b>Définition du cahier des charges</b>	<b>41</b>
2.1.1	Étude fonctionnelle	41
2.1.2	Contraintes industrielles	42
2.1.3	Cahier des charges d'un <i>POV</i>	44
<b>2.2</b>	<b>Fonctionnement théorique du <i>POV</i></b>	<b>45</b>
2.2.1	Apport de la théorie des lobes de stabilité	45
2.2.2	Choix des configurations de masse et raideur	49
<b>2.3</b>	<b>Solution technologique</b>	<b>50</b>
2.3.1	Guidage	50
2.3.2	Ressort	54
2.3.3	<i>POV</i> retenu	59
<b>2.4</b>	<b>Validation expérimentale</b>	<b>59</b>
2.4.1	Moyens de contrôle	60
2.4.2	Validation de la configuration de masse et raideur	62
2.4.3	Mesures lors d'un essai vibratoire	66
2.4.4	Validation du porte outil vibratoire en perçage	69
<b>2.5</b>	<b>Du porte outil au perçage vibratoire</b>	<b>73</b>

---

## 2.1 Définition du cahier des charges

### 2.1.1 Étude fonctionnelle

La première étape de cette phase de conception est d'identifier les fonctions que doit remplir le POV pour assurer le bon fonctionnement. Cette démarche est présentée par la figure 2.1. Le POV est l'interface entre la broche de la machine et l'outil de coupe. Il doit permettre le mouvement axial de la partie fixe par rapport à la partie mobile, tout en assurant la tenue du porte outil et un éventuel passage de fluide de coupe. Le porte outil est le coeur de la technologie de *PVAE*, et une attention particulière doit être portée à ces fonctions de guidage, ressort et transmission du couple.

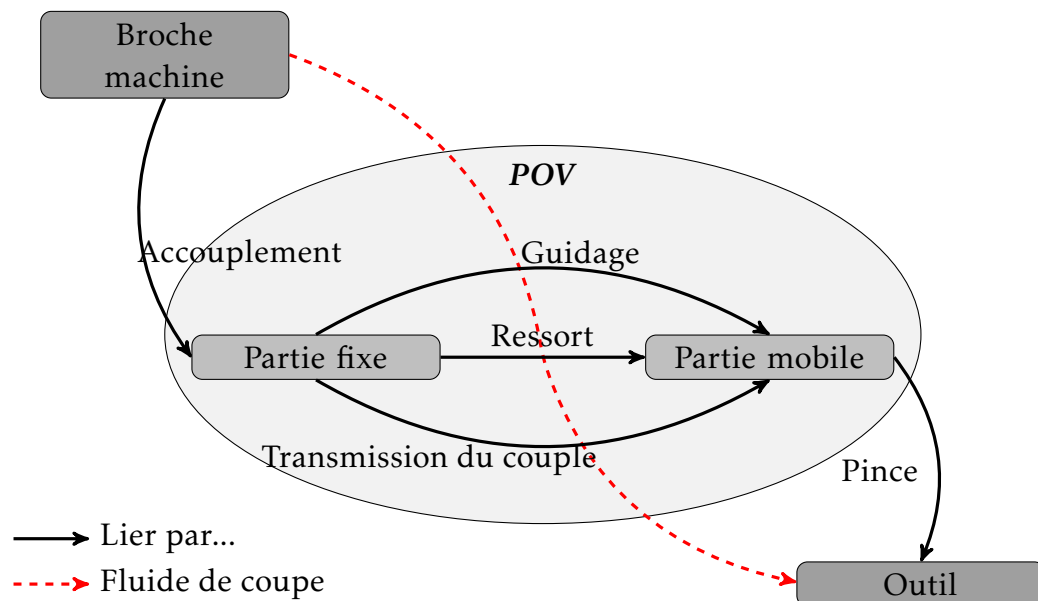


FIGURE 2.1 – Diagramme fonctionnel du POV

D'autre part, il existe des contraintes sur les fonctions de base (les flèches sur le diagramme 2.1), qui sont :

- Une coaxialité entre les éléments (limitation du faux rond).
- Un équilibrage dynamique sur chaque élément (pour assurer un équilibrage global compatible avec les hautes vitesses de rotation).
- Un nombre réduit de pièces pour faciliter le montage (et limiter le faux rond et le déséquilibre).
- Un ressort calibré et résistant aux sollicitations mécaniques.

Enfin, certaines contraintes sont liées à la technologie de perçage vibratoire, et notamment sur la possibilité d'adapter la masse et la raideur du POV au matériau à percer, à l'outil ou aux contraintes extérieures (limitation de la vitesse de broche, attachement).

- La possibilité de régler la masse de la partie mobile rapidement et de manière assez fine, tout en assurant le bon positionnement des masses additionnelles (limitation du déséquilibre dynamique).
- Avoir un ressort dont la raideur est réglable, ou une gamme de ressort couvrant une large plage (à définir).

- Un jeu axial empêchant un contact direct entre partie fixe et mobile lors de la vibration.
- Un guidage linéaire limitant le frottement, et donc l’amortissement dynamique du POV.

Il apparaît donc un ensemble de contraintes liées d’une part à la tenue mécanique et aux qualités intrinsèques d’un porte outil (guidage, limitation du faux rond et balourd), et d’autre part induites par la présence nécessaire d’un degré de liberté permettant la vibration axiale du *POV*. Il est finalement intéressant de noter qu’une bonne partie de ces fonctions sont interdépendantes.

Le tableau suivant 2.A illustre les différentes solutions technologiques, ainsi que les défauts identifiés. Cette analyse historique illustre le nombre conséquent de *POV* qui ont été conçus et testés pour le *PVAE*. A partir de là, le retour d’expérience sur ces solutions a guidé le travail de reconception, et notamment l’adaptation à l’industrie.

### 2.1.2 Contraintes industrielles

Dans le cadre du projet FGVV, il a été retenu une large gamme d’applications industrielles pour le *PVAE*. Les partenaires ont exposé leurs problématiques, avec notamment la variation du matériau à usiner, ainsi que le diamètre du trou. Il a été défini 3 familles de matières dans le cadre du projet, les aciers standards, inoxydables, et certaines familles d’alliages d’aluminium. Dans le cas du perçage conventionnel, ces trois matériaux présentent des comportements à la coupe, et des conditions d’usinage associées bien différentes. D’autre part, l’étude réalisée par les partenaires montre des applications de perçage définissant les gammes suivantes :

- de  $\varnothing 3$  à  $\varnothing 10$  pour les aciers
- de  $\varnothing 4$  à  $\varnothing 9$  pour les inoxydables.
- de  $\varnothing 9$  à  $\varnothing 15$  pour les aluminiums.

Or, dans le cadre des travaux précédents, il n’a été testé que le  $\varnothing 5$  dans l’acier traité (**Guibert2008**), et le  $\varnothing 1.5$  dans l’acier inoxydable AISI 316L (**Blanchon2007**), sur le *POV* défini par Guibert. Il apparaît donc un besoin large pour la technique de *PVAE* en terme d’application, ce qui implique des modifications majeures sur le *POV*. Il a en effet été montré que le matériau à percer et le diamètre ont un impact sur le choix de la masse et de la raideur. Il est possible, grâce à la théorie des lobes de stabilité (présentée au paragraphe 1.3.2.1, page 21) de prédéterminer la configuration (Masse-Raideur, ou M-K), ainsi que la vitesse de rotation la plus adaptée à ces différentes configurations.

Blanchon a utilisé cette technique dans (**Blanchon2007**) pour identifier avant les essais la configuration (M-K) pour le perçage d’un  $\varnothing 1.5$  dans l’acier inoxydable AISI 316L. Il apparaît que le diamètre de l’outil (à iso matière), ainsi que la matière (à iso diamètre), ont une grande influence sur la taille des zones d’instabilité, et donc sur le domaine de fonctionnement du *PVAE*. Ainsi, la réduction du diamètre d’outil, illustrée par la figure 2.2a, réduit de manière considérable la taille des lobes. Ceux-ci sont alors accessibles pour de faibles raideurs et vitesses de coupe. Cela s’explique par la limitation de l’énergie apportée au système (M-K). Le ressort doit donc être très souple pour accumuler suffisamment d’énergie potentielle. D’autre part, en changeant de maté-

Illustration	Analyse fonctionnelle	Points faibles
	<p>Prototype issu du brevet (<b>IN PG1997</b>), guidage par pion, ressort à lame</p>	<p>Utilisation statique (c'est la pièce qui tourne), frottement important, adaptation délicate sur un CU.</p>
	<p>Lesage (<b>Lesage1997</b>), transmission du couple, fonction ressort et guidage avec disque flexible, masse réglable par l'extérieur, montage en CU.</p>	<p>Pas d'équilibrage en rotation, montage complexe, très peu d'essais réalisés.</p>
	<p>Kamnev, (<b>Kamnev2003</b>), ressort spécifique (tube entaillé), montage en CU, équilibrage en rotation, guidage par cage à bille</p>	<p>Masse difficilement réglable, encombrement (longueur), montage délicat.</p>
	<p>Ressort par empilement de rondelle Belleville, transmission du couple par pion, masse réglable par l'extérieur, très compact (Longueur de 200mm)</p>	<p>Réglage de la raideur délicat, faible amplitude de réglage de la masse, frottement important du pion d'entraînement, limiter au perçage de petit diamètre dans l'acier (inférieur à 6mm).</p>
	<p>Guibert (<b>Guibert2008</b>), ressort par empilement de rondelle élastiques ou ressort spécifique, pion d'entraînement pour le couple, cage à billes pour le guidage, conçu pour être monté dans un centre d'usinage, grande amplitude de réglage de la masse mobile et de la raideur, prise en compte de contrainte technologique (balourd, coaxialité), base très large d'essais (outil, matière).</p>	<p>Réglage complexe (dû au grand nombre de configurations possibles), équilibrage faible, grand nombre de pièces, encombrement important (montage en chargeur outil impossible), frottement important lié au pion d'entraînement.</p>

TABLE 2.A – Analyse historique des *POV* conçus



## 2.1. DÉFINITION DU CAHIER DES CHARGES

riau, le coefficient de coupe  $K_m$  change. Il passe de  $K_m = 3.10^6 N.m^{-2}$  pour un 35MnV7 à  $K_m = 5.10^6 N.m^{-2}$  pour un AISI 316L. Les zones de fonctionnement ne sont plus les mêmes, comme le montre la figure 2.2b.

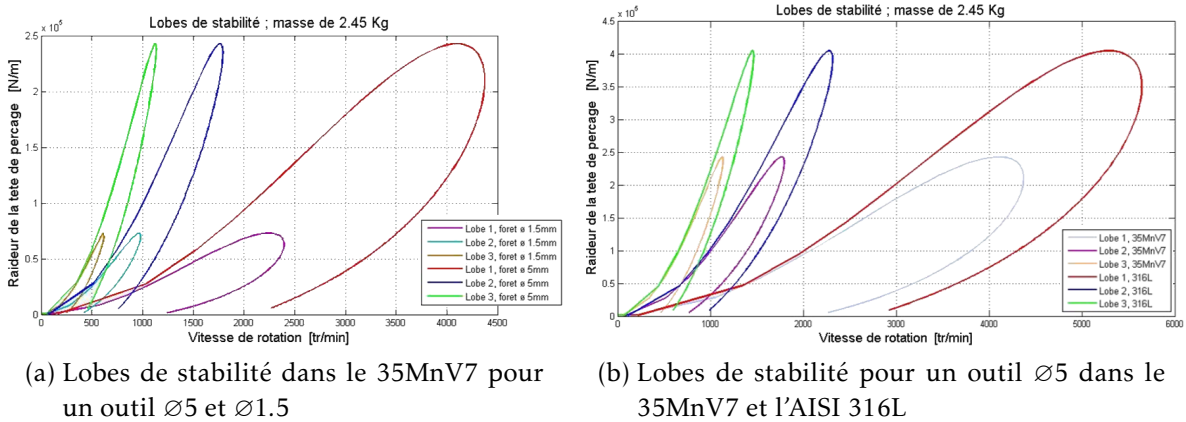


FIGURE 2.2 – Lobes de stabilité lors de changement de matière et de diamètre (d’après (Blanchon2007))

La plage de fonctionnement est réduite dans le cas d’un  $K_m$  faible. Il apparaît qu’à iso configuration (M-K), la plage de vitesse de coupe permettant la vibration est plus large avec un  $K_m$  important. Le  $K_m$  représente l’énergie de la coupe. Plus celle-ci est importante, plus le système (M-K) va recevoir d’énergie, et plus la vibration sera possible sur une large plage de vitesse. Il est également possible d’avoir des raideurs de ressort plus importantes. Cela est bénéfique car une raideur importante permet une stabilisation (régulation) de l’amplitude des vibrations.

### 2.1.3 Cahier des charges d’un POV

Nous avons, par l’étude fonctionnelle du POV, identifié les caractéristiques requises sur le porte outil pour permettre les vibrations axiales de l’outil. D’autre part, les objectifs industriels du projet FGVV donnent un cadre dans lequel le POV doit être performant. Les caractéristiques dynamiques du POV sont amenées à être modifiées à cause de la plage de diamètres visée en fonction du matériau à usiner. Le POV doit donc répondre à trois types de contraintes :

**Mécaniques** Les problématiques liées au faux rond, à la maîtrise du balourd, la nécessité du POV de fournir des interfaces d’une part avec la broche et d’autre part avec l’outil sont des fonctions indispensables.

**Technologiques** Pour permettre la vibration axiale, un système de guidage précis doit être mis en place entre une partie liée à la broche et une partie liée à l’outil. L’environnement de perçage (matière, diamètre) conditionne le réglage dynamique du POV (masse et raideur).

**Applicatives** Ce contexte est défini par le champs d’application proposé dans le cadre du projet FGVV (perçage d’aluminium de gros diamètre, d’acier de faible diamètre).

Ces trois axes conduisent à des réglages dynamiques différents, comme l'a montré Blanchon (**Blanchon2007**). Au final, il apparaît que les impératifs technologiques vont piloter directement la conception du *POV*. Déterminer l'ensemble des configurations dynamiques couvrants la plage d'application proposée est donc la première étape dans le travail de conception du *POV*. Nous proposons donc par la suite d'utiliser la théorie des lobes de stabilité pour identifier ce jeu minimal de masse et raideur. A partir de ces configurations dynamiques, nous proposerons une solution technologique adaptée, implémentée dans un *POV* destiné à l'industrie. Enfin, une validation du bon fonctionnement de la technologie vibratoire avec ce porte outil sera proposée. Le cahier des charges pour un *POV* est donc nécessairement défini par :

- Un réglage des paramètres dynamiques (masse et raideur), choisi par une étude du domaine d'application de la technologie.
- Un guidage précis entre la partie liée à la broche et celle liée à l'outil, limitant le frottement.
- Un encombrement compatible avec les contraintes industrielles (chargeur outil).

## 2.2 Fonctionnement théorique du *POV*

Pour déterminer la configuration dynamique adaptée pour chacune des configurations de perçage (changement de diamètre ou de matière), nous avons retenu une approche analogue à celle de Blanchon (**Blanchon2007**). Nous utilisons donc la théorie des lobes de stabilité pour identifier les zones de fonctionnement possible du système dynamique, comme présenté au paragraphe 1.3.2.1, page 21. Les paramètres réglables sont la masse, la raideur axiale, ce qui pilote la plage de vitesse de rotation accessible. En effet, notre but est de trouver des configurations opératoires offrant la plus large fenêtre applicative. Pour cela, nous proposons de lister les matières utilisées ainsi que leurs caractéristiques en usinage (notamment le paramètre  $K_m$ ). Les diamètres de trous à réaliser seront également pris en compte. Enfin, le choix d'un jeu plus réduit de masse et raideur sera proposé, permettant de couvrir le domaine applicatif défini précédemment.

### 2.2.1 Apport de la théorie des lobes de stabilité

En premier lieu, le  $K_m$  des divers matériaux doit être déterminé pour pouvoir l'injecter dans les équations du modèle dynamique. Ce paramètre est utilisé par la théorie des lobes de stabilité. Ainsi, connaissant la raideur du matériau, il est possible de définir les bornes du domaine *probable* d'instabilité, dans lequel se trouve le domaine de fonctionnement de la technologie de *PVAE* (appelé par la suite domaine de vibration).

Nous retenons un ou deux matériaux *de référence* dans chaque famille. Ils ont été choisis comme suit :

**Acier** Le 25CrMo4 recuit à 280 Hv30. Il représente la famille des aciers de traitement thermiques, utilisé en mécanique générale. Le 35MnV7 traité à 290 Hv30. C'est

un acier à hautes caractéristiques mécaniques ( $R_m \approx 900$  Mpa), utilisé par Guibert, notamment pour l'application de perçage de vilebrequin automobile.

**Fonte** Une fonte à graphite lamellaire dénommée Ft25, utilisée par exemple pour la réalisation de corps de pompe hydraulique.

**Inox** Le 4404HM d'Ugitech est un acier type 316L (austénitique) à usinabilité améliorée. Son comportement est proche du 316L utilisé par Blanchon. Le 4362 d'Ugitech est un acier duplex austénito-ferritique. C'est une nuance très difficile à usiner.

**Alu** L'AU4G est un aluminium commun dans la mécanique générale, dans son état traité T451 ( $R_m \approx 400$  Mpa, 120 Hv10).

Des essais de perçages conventionnels ont été réalisés dans ces divers matériaux afin d'identifier le paramètre  $K_m$ . Le domaine de fonctionnement optimal a été obtenu par une approche COM pour les six matériaux, sans lubrification. Pour cela, un outil en acier rapide de diamètre  $\varnothing 5$  revêtu TiAlN a été utilisé. Cet outil (référence 388 du catalogue Tivoly (**Perfor2007**)) est décrit en annexe A.1. Connaissant l'avance programmée, et par mesure de l'effort, il est possible d'extraire la valeur de  $K_m$  grâce à l'équation (2.i), avec  $d_{outil}$ , le diamètre de l'outil en  $m$ ,  $n_c$  le nombre de lèvre de l'outil, et  $f_z$  l'avance à la dent en  $mm.tr^{-1}.dent^{-1}$  (Ces notations sont reprises dans la nomenclature, page ix).

$$F_p = K_m \times d_{outil} \times n_c \times f_z \quad (2.i)$$

Nous obtenons donc pour ces divers matériaux les paramètres donnés dans le tableau suivant 2.B

Référence matériaux	25CrMo4	35MnV7	Ft25	4404HM	4362	AU4G
Vitesse de coupe [ $m.min^{-1}$ ]	50	50	40	30	15	75
$K_m$ [ $K_m = N.m^{-2}$ ]	915	680	650	1160	1000	200

TABLE 2.B – Paramètre  $K_m$  pour les divers matériaux

La figure suivante 2.3 illustre la forme des premiers lobes d'instabilité dans le repère (Masse, Raideur, Vitesse de rotation). En effet, ce sont les paramètres physiques qui interviennent directement dans la formulation des équations de stabilité vu au paragraphe 1.3.2.1. La difficulté dans ce cas provient de la résolution d'un problème à 5 dimensions, car s'ajoute à ces paramètres liés à l'instabilité de la coupe des paramètres liés au perçage que sont le matériau et le diamètre de l'outil. De plus, la forme des lobes évoluent également, et il est délicat de poser un indicateur fiable reflétant le jeu de paramètre *vibratoire* optimum pour une condition d'usinage donnée. Il faut noter que dans cette approche, la notion de COM, et donc de zone optimale de fonctionnement n'est pas pertinente.

Pour illustrer cette problématique, la figure 2.4 montre la superposition du premier lobe d'instabilité pour tous les matériaux testés dans le cas d'un outil de  $\varnothing 5$ , la masse étant fixée arbitrairement à 2.8kg. Il apparaît que la dimension de la zone d'instabilité

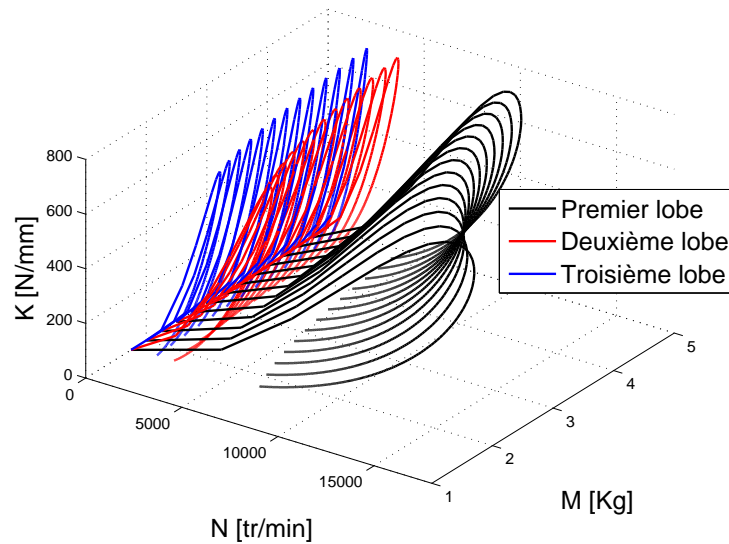


FIGURE 2.3 – Premiers lobes d’instabilité dans le cas d’un perçage  $\varnothing 5$  dans l’inox 4404HM

est directement liée à la valeur de  $K_m$ . L’aluminium AU4G impose une raideur axiale la plus faible ( $100N.mm^{-1}$ ) possible avec une vitesse de coupe comprise entre  $60m.min^{-1}$  et  $90m.min^{-1}$ , largement inférieur au domaine de l’UGV. En revanche, dans le cas de l’acier inoxydable 4362, une raideur axiale de  $700N.mm^{-1}$  donne un domaine de coupe instable compris entre  $160m.min^{-1}$  et  $250m.min^{-1}$ , ce qui n’est pas compatible avec la tenue d’un outil HSS dans cette nuance. Il faut donc prendre avec précaution les informations données par la théorie des lobes.

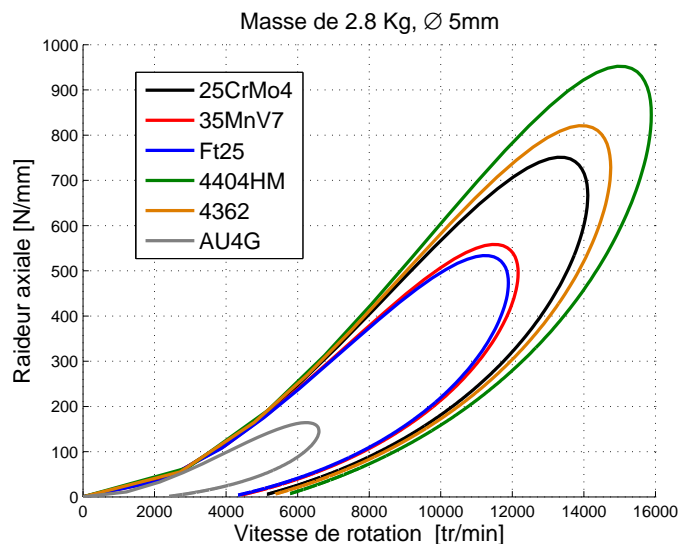


FIGURE 2.4 – Influence du matériau sur la forme du premier lobe d’instabilité pour une masse de  $2.8kg$  et un outil de  $\varnothing 5$

De plus, l’augmentation de la masse permet de diminuer la vitesse de rotation nécessaire. C’est un point mis en avant par la figure 2.5, et qui contourne le problème précédent du cas des alliages inoxydables par exemple. L’augmentation de la masse va

induire un décalage vers les basses vitesses de rotation des zones de fonctionnement. De plus, pour une raideur fixée, l'augmentation de la masse va légèrement réduire la plage de vitesse compatible avec l'apparition de vibration.

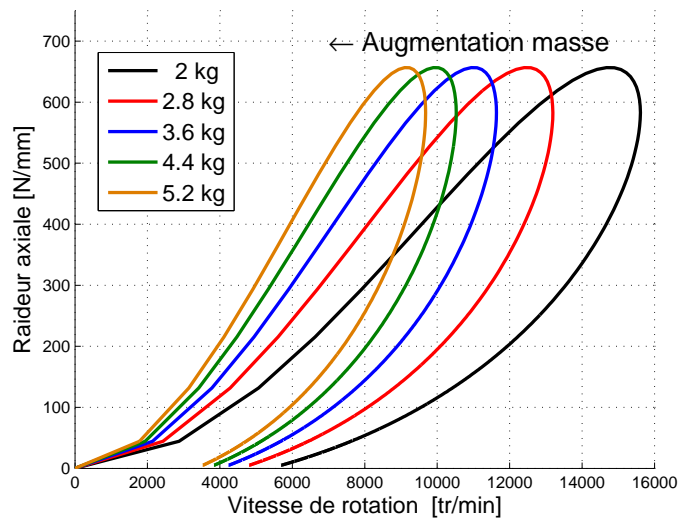


FIGURE 2.5 – Influence de la masse sur la forme du premier lobe d'instabilité pour un outil de  $\varnothing 5$ , 25CrMo4

Enfin, l'influence du diamètre de l'outil est illustré par la figure suivante 2.6. L'augmentation du diamètre percé provoque un décalage vers les hautes vitesses de rotation et les fortes raideurs. Les très faibles diamètres imposent une raideur faible, ce qui s'explique par le faible effort excitateur généré par la coupe. L'énergie servant à comprimer le ressort est plus faible, et il est donc nécessaire d'avoir un ressort souple pour pouvoir accumuler cette énergie.

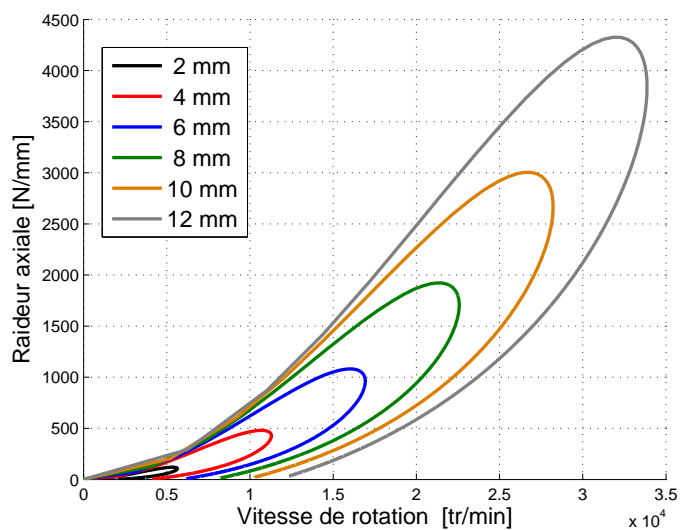


FIGURE 2.6 – Influence du diamètre sur la forme du premier lobe d'instabilité pour une masse de 2.8kg, 25CrMo4.

### 2.2.2 Choix des configurations de masse et raideur

Le but ici est de réduire ce champs de configuration de masse et raideur afin de faciliter l'utilisation de la technique de PVAE. Il faut néanmoins garder une capacité de réglage suffisamment fine pour l'exploration expérimentale du procédé, présentée par la suite. La combinatoire est importante pour les configurations de masse et raideur sur la plage de matériau et de diamètre proposé. La théorie des lobes est un outil de précalcul, et permet la détermination *a priori* d'une configuration de perçage vibratoire viable.

Les travaux précédents de Guibert ou Kamnev (**Kamnev2003**) ont montré que la raideur du ressort ne pouvait pas être trop faible, notamment pour des problématiques de tenue dans le temps. La limite basse pour la raideur est voisine de  $250N.mm^{-1}$  pour Guibert par exemple. Pour la limite haute, il a été montré que c'était le cas des inox de fort diamètre qui imposent une raideur voisine de  $1000N.mm^{-1}$ . Concernant la masse mobile, nous avons vu que l'augmentation de masse permettait la réduction de la vitesse de rotation. Pour les alliages possédant un faible  $K_m$  ou les perçages de petits diamètre, une masse très faible est préférable, par exemple de  $2.2kg$  dans le cas de l'étude de Blanchon.

L'étude des diverses applications souhaitées a permis de définir un jeu minimal de 4 ressorts et 5 masses mobiles permettant de couvrir le plus largement possible ce domaine. Les industriels du projet FGVV ont en effet convenu que ce jeu constituait une limite (afin de garantir la facilité d'utilisation). Toutes les combinaisons ne sont pas viables. Ainsi un ressort très faible doit être accompagné d'une faible masse pour l'application aluminium, alors que dans le cas des alliages inoxydables, c'est l'inverse qui se produit. Le tableau suivant 2.C donne les jeux de paramètre retenus dans notre cas.

Masse mobile	[kg]	2.4	3	3.5	3.9	4.4
Raideur axiale	[ $N.mm^{-1}$ ]	300	450	600	900	

TABLE 2.C – Jeux de masse et raideur permettant de couvrir le domaine d'applications proposé.

Le diagramme 2.7 illustre les domaines d'instabilité pour une application de perçage  $\varnothing 5$  dans le 35MnV7 avec une masse mobile de  $3.2kg$ , de  $\varnothing 8$  dans le 4362 pour une masse mobile de  $5.2kg$ , et de  $\varnothing 12$  dans l'AU4G avec une masse mobile de  $2.8kg$ . Si l'on fixe une raideur de  $500N.mm^{-1}$ , il advient pour le cas de l'aluminium une vitesse de coupe de  $320m.min^{-1}$  à  $550m.min^{-1}$ , pour l'acier une vitesse comprise entre  $110m.min^{-1}$  et  $200m.min^{-1}$  et pour l'inox de  $140m.min^{-1}$  à  $280m.min^{-1}$ . Il apparait donc directement que la technique de perçage vibratoire existe dans le domaine de la haute vitesse de coupe. Il faut également noter que dans ce cas, nous nous intéressons seulement au premier lobe d'instabilité. Pour les alliages d'inox, il peut être intéressant de travailler dans le deuxième lobe d'instabilité, car les vitesses de coupe sont plus faibles, et donc la durée de vie peut être augmentée. Néanmoins, cette zone est

plus étroite, et son exploitation est donc plus délicate.

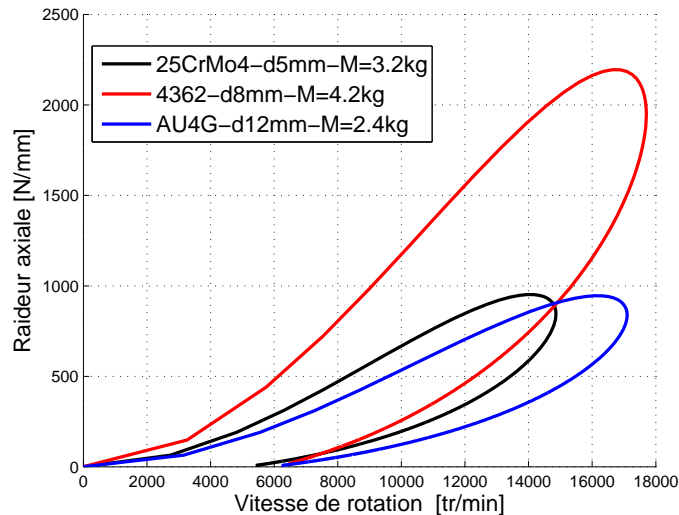


FIGURE 2.7 – Illustration du premier lobe d’instabilité sur des usinages types pour le projet FGVV.

## 2.3 Solution technologique

Comme il a été montré dans le chapitre précédent 1.3.4 page 32, il existe au moins 3 générations successives de porte outil vibratoire. Nous avons identifié précédemment les fonctions essentielles que doit fournir un *POV*. Néanmoins, l’étude de l’historique de cette technique nous apprend que différentes solutions technologiques ont été testées, que ce soit pour les fonctions ressort ou guidage. Mais il apparaît qu’aucune des solutions n’est applicable directement dans l’industrie. C’est pourquoi il est nécessaire de réaliser une étude des solutions technologiques pour les deux fonctions principales du *POV*, avec comme double objectif la flexibilité de réglage et la fiabilité industrielle de la solution.

Le *POV* comporte donc une partie fixe (liée à la broche machine) et une partie mobile (mouvement de vibration axiale) reliées par une liaison glissière et un ressort. Il est nécessaire également de pouvoir ajuster la masse de la partie mobile. Pour cela, nous reprendrons le principe de masses additionnelles proposées par Guibert. Ces masses seront placées de manière à pouvoir les changer rapidement. D’autre part, pour limiter les problèmes de coaxialité, de faux rond ou de balourds, il est plus simple de limiter le nombre de pièces dans l’assemblage, et d’avoir un porte outil le plus compact possible.

### 2.3.1 Guidage

Le guidage entre la partie fixe et mobile est un élément critique dans ce système. Il est le résultat d’un compromis entre la qualité de positionnement (concentricité, battement radial, balourd) et la limitation du frottement néfaste aux vibrations. Au vu des applications industrielles, notamment l’aluminium qui suppose de haute vitesse de rotation, il est nécessaire de limiter les défauts de coaxialité qui génèrent un balourd

important. Une analyse de la géométrie de ces *POV* a montré que ce balourd était lié d'une part à des défauts de réalisation des pièces, mais également à un jeu trop important dans le guidage. Il est néanmoins nécessaire de conserver un jeu dans le guidage pour limiter le frottement.

La solution retenue par Lesage (**Lesage1997**) supprime totalement le frottement en utilisant des lames souples qui réalisent la suspension de la partie mobile. Ce sont des disques qui réalisent par la même occasion la transmission du couple, et également une partie de la raideur axiale. La figure 2.8 illustre un exemple de conception de *POV* utilisant ce système.

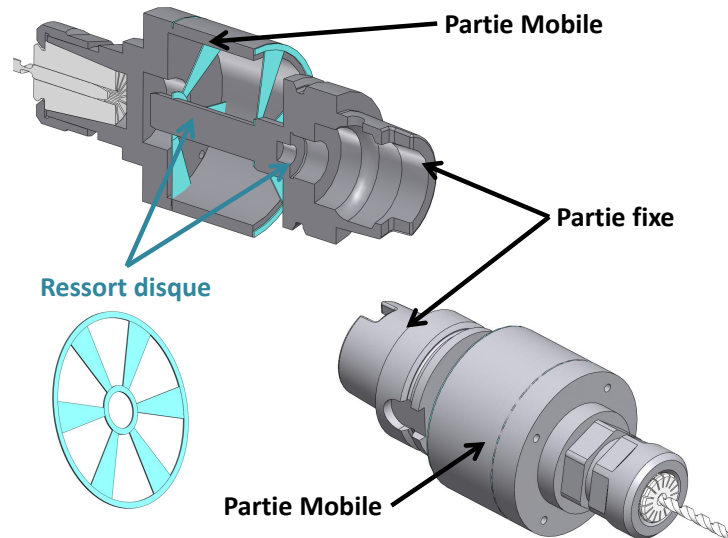


FIGURE 2.8 – Solution pour un *POV* avec guidage par lame disque ressort

Nous pouvons montrer par simulations ont montré qu'il est possible d'obtenir un disque offrant un débattement important, tout en ne plastifiant pas, comme illustré par la figure 2.9a (disque de diamètre 80mm, et de 1mm d'épaisseur). Néanmoins, il présente une raideur de  $640N.mm^{-1}$ . Dans ce cas de figure, il faut assouplir le plus possible le disque pour que sa raideur soit significativement plus faible que celle du ressort. En effet, si cette raideur est trop importante, la marge de réglage nécessaire (comme illustré plus haut 2.1.2) ne pourra être atteinte. Mais en assouplissant le disque à  $35N.mm^{-1}$  (diminution de l'épaisseur et du nombre de bras reliant la partie fixe à l'extérieur de la partie vibrante à l'intérieur), il arrive avec un effort extrêmement faible (100N) une contrainte dans le disque qui n'est plus compatible avec la tenue de la pièce, comme illustré par la figure 2.9b. Pour garantir la souplesse nécessaire au débattement axial et une résistance acceptable du disque, les dimensions de ce dernier conduisent donc à un *POV* dont le diamètre extérieur n'est plus compatible avec le chargement en changeur d'outil des centres d'usinage (PCI donne pour l'utilisation d'un emplacement un diamètre maximal de  $\varnothing 80$ ). Cette solution est donc écartée de fait. Néanmoins, dans le cas d'application de perçage de faible diamètre (inférieur à  $\varnothing 3$ ), il y a donc peu d'énergie apportée par la coupe. La limitation du frottement est donc le point clé, et les efforts étant faibles, la solution par lame flexible peut être intéressante.



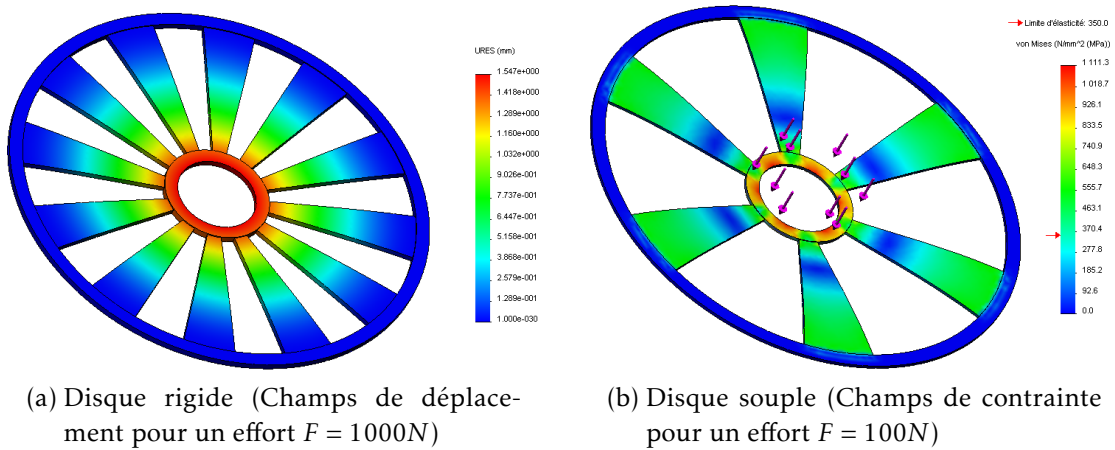


FIGURE 2.9 – Simulation d’une solution de guidage par disque flexible

Il a été retenu 5 solutions technologiques (cage à billes, douille à billes, palier lisse type PTFE, palier magnétique et palier à coussin d’air) qui ont été classées en fonction de la limitation du frottement, du respect de la coaxialité, compatible avec un système tournant à haute vitesse et la facilité de montage. Il apparaît que le guidage par cage à billes présente le meilleur compromis. Les systèmes plus *exotiques* à palier magnétique ou sur coussin d’air sont intéressants car ils suppriment totalement les frottements, mais sont très délicats à mettre en oeuvre, car nécessitant un apport d’énergie extérieure, ainsi que des usinages ou des matériaux complexes.

La solution palier lisse est facile à mettre en oeuvre (usinage et montage) comme l’illustre l’image 2.10 du prototype réalisé. Elle reprend l’architecture globale mise en place, à savoir une partie fixe, une partie mobile liée à l’outil et des liaisons entre les deux. Dans ce cas, le palier PTFE glisse sur la partie fixe, représenté par la figure 2.11.

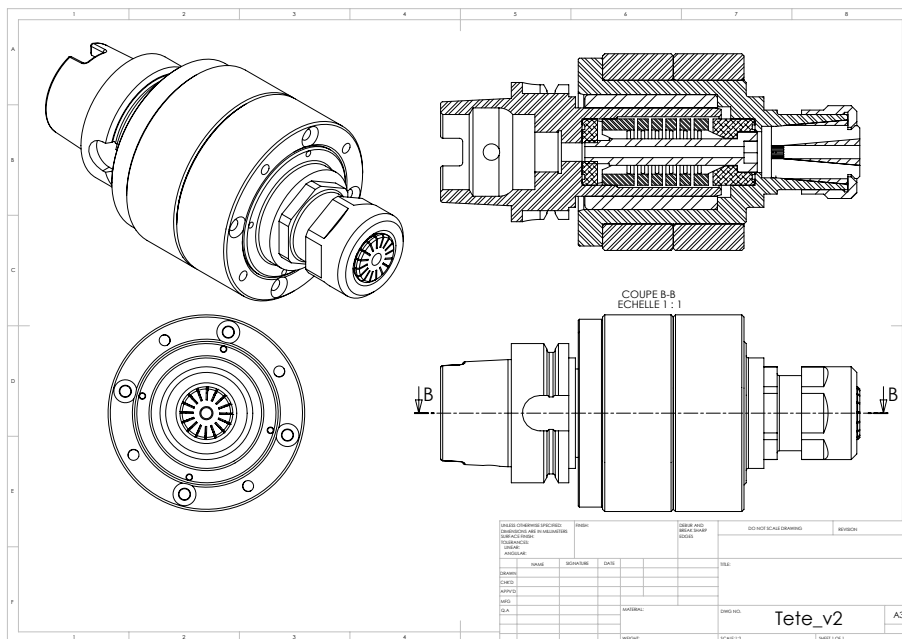


FIGURE 2.10 – Mise en plan d’un POV pour un guidage par palier PTFE

L'utilisation de palier PTFE génère un frottement important car les amplitudes et fréquences de vibrations du *PVAE* (de l'ordre de quelques dixièmes de millimètres, à environ 200Hz) conduisent à un échauffement rapide du palier, et la dilatation de ce dernier entraîne un glissement plus difficile. Le palier oppose une résistance au mouvement, et bloque donc les vibrations. Cette constatation a été faite sur un palier lubrifié et à sec. Cette solution n'est donc pas viable dans notre application.

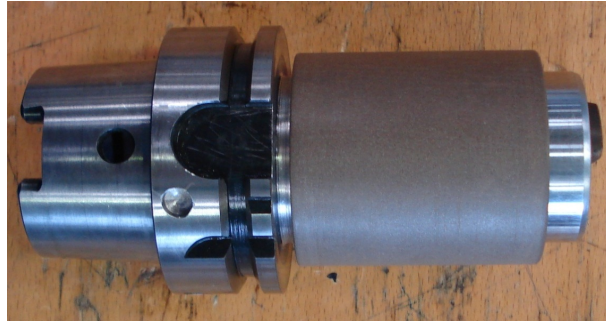


FIGURE 2.11 – Palier PTFE monté sur la partie fixe du *POV*.

Les solutions par cage à billes 2.12a ou douille à billes 2.12b sont intéressantes, car bien que générant un frottement, elles limitent les défauts de coaxialité car une légère précontrainte est nécessaire pour leur bon fonctionnement.



(a) cage à billes en laiton



(b) douille à billes

FIGURE 2.12 – Solution de guidage à bille

La solution par douille à billes présente un montage facile, grâce à la recirculation de billes, la partie mâle couissant dans la partie femelle. Ces solutions ont déjà fait leurs preuves dans les *POV* existants. Néanmoins, la configuration retenue par la suite utilise une cage à billes car les douilles à billes se sont révélées inadaptées lorsqu'elles sont soumises à des vibrations, sur le prototype testé 2.12b. En effet, l'amplitude des mouvements de vibrations est trop limitée pour permettre une recirculation de bille efficace, et un coincement se produit alors, bloquant la vibration. Ce cas de figure se présente notamment lorsque la douille à billes est serrée sur la partie mobile. Cet effet

peut être rapproché du phénomène de fretting (mouvements oscillatoires d'amplitude suffisamment faible pour ne générer qu'un glissement partiel du contact).

Par la suite, la solution par cage à billes a été retenue. Elle offre une très bonne coaxialité, une maîtrise du jeu radial, et permet un déplacement par roulement des billes. Cela induit des contraintes de montage, car la cage va se déplacer de la moitié de la course réelle entre la pièce interne et la pièce externe. Pour contourner ce problème, il a été calculé une jauge de positionnement assurant un centrage de la cage à billes dans le porte outil assemblé, comme illustré par la figure 2.13. Le maintien en position est alors assuré par une vis centrale. Enfin, ce type de guidage impose des contraintes de fabrication sur les pistes de roulement, principalement une dureté de l'acier supérieure à 60HRC, et un état de surface défini par un Ra inférieur à  $0.6\mu\text{m}$  (soit un usinage par rectification). Enfin, étant donné la masse mobile minimale, et du besoin de coaxialité, il est nécessaire d'avoir une longueur de guidage importante. C'est pourquoi une cage à billes de diamètre  $\varnothing 42\text{mm}$  et de longueur  $62\text{mm}$  est retenue pour cette application.

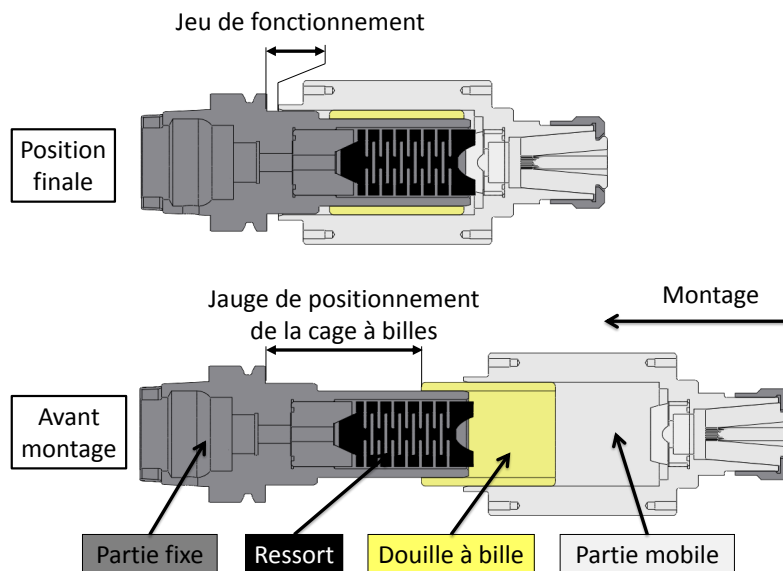


FIGURE 2.13 – Montage du POV, et positionnement de la cage à billes.

### 2.3.2 Ressort

Le ressort est l'élément central dans le technologie du PVAE. En effet, le ressort accumule l'énergie de la coupe. C'est cet élément souple qui va donc permettre de restituer par la suite cette énergie, et engendrer les vibrations axiales, sans apport d'énergie extérieure. Plusieurs solutions sont envisageables, notamment les systèmes par empilement de rondelles ressorts 2.14a. Elles ont déjà été utilisées par Guibert, et ont prouvé leurs qualités (facilité de réglage) et leurs défauts (plastification, montage délicat). Un ressort spécifique a aussi été proposé pour la première fois par Kamnev sur son POV. Il apparaît que c'est une solution intéressante pour obtenir une raideur définie et le montage est extrêmement simple. Ce ressort est en fait un tube muni d'entailles calibrées, dont la géométrie est calculée pour obtenir une raideur fixe. Guibert

l'a appliqué également sur son *POV*, mais il note que ce ressort doit être bien défini, car une mauvaise conception (choix du matériau entre autre) mène à une destruction du ressort 2.14b.

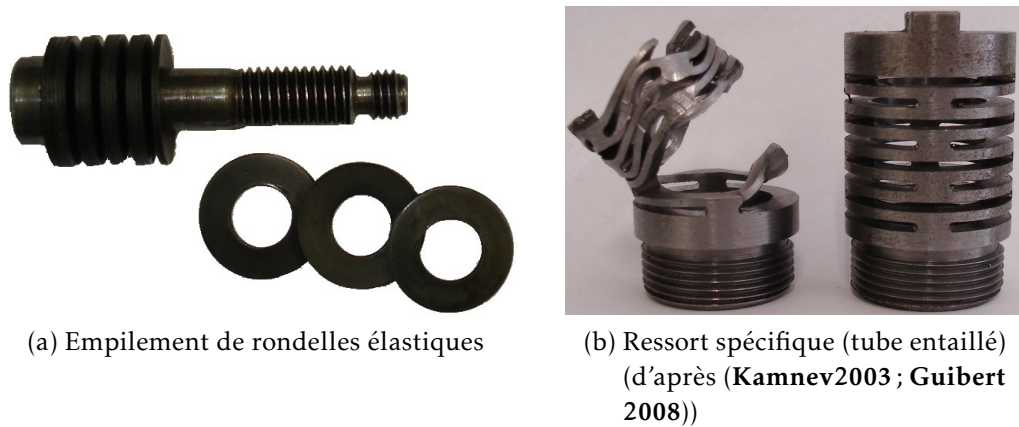


FIGURE 2.14 – Divers types de ressorts sur le *POV*.

Des solutions plus originales ont été étudiées, notamment les systèmes magnétiques, à air comprimé ou par bloc d'élastomère. Néanmoins ils présentent tous trois deux défauts majeurs, à savoir la non linéarité de l'effort de rappel en fonction du déplacement 2.15b, et également un amortissement visqueux qui peut amortir les vibrations. Par exemple, pour les ressorts magnétiques (deux aimants en opposition), l'effort de répulsion est inversement proportionnel au carré de la distance séparant les aimants, alors que dans le cas de fluide sous pression (gaz ou huile comprimé), c'est la viscosité, et donc l'amortissement qui est problématique. Pour les blocs élastiques 2.15a, le problème vient des faibles amplitudes et de la fréquence d'excitation qui vont échauffer rapidement la matière et dégrader son comportement. Cette solution offrait néanmoins une bonne compacité. Enfin, elles n'ont jamais été testées dans un système tournant de type porte outil, et sont donc écartées.

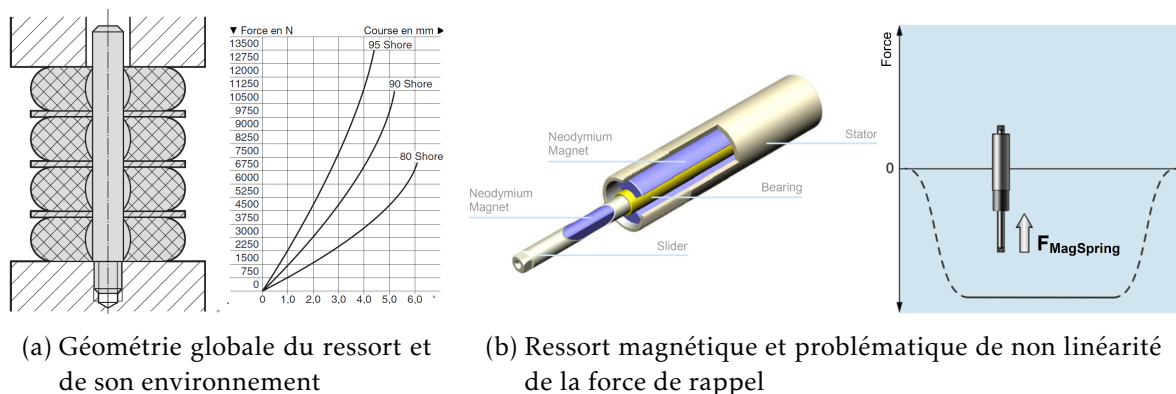


FIGURE 2.15 – Solutions pour la fonction ressort

Il a été retenu le principe du ressort spécifique assurant les fonctions ressort et transmission du couple. La forme générale est similaire à celle proposée par Kamnev et Guibert, à savoir de réaliser des entailles sur un tube afin de lui donner de la

souplesse. Ces entailles doivent être bien réparties et dimensionnées pour avoir une raideur définie, ainsi qu’une contrainte maximale la plus faible possible. En effet, il faut s’assurer que le ressort ne va pas plastifier, car cela produirait une modification du comportement du ressort.

D’autre part, nous avons choisi de transmettre également le couple par ce ressort. En effet, dans les diverses solutions proposées par le passé, il existait toujours un élément de transmission du couple, un pion d’entraînement dans le cas de Guibert illustré à la figure 2.16. Or cette pièce induit un frottement parasite qui va réduire le domaine de fonctionnement du *POV*. Le couplage de la fonction *ressort* et la fonction *transmission du couple* permet donc de supprimer ce frottement parasite.

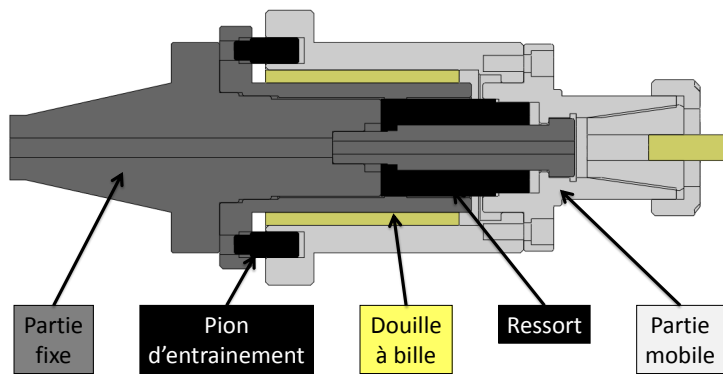


FIGURE 2.16 – Architecture du *POV* de Guibert, avec pions d’entraînement pour le couple.

Pour cela, nous retenons le principe de la queue d’aronde, avec des plans inclinés à  $50^\circ$  (pour éviter le coincement). En revanche, cela impose la réalisation de deux pièces complémentaires, comme le montre la figure 2.17a. Ces pièces réalisent l’interface entre le ressort et la partie fixe ou mobile. Une fois assemblées, l’effort et le couple sont uniquement transmis par les plans inclinés, illustré par la figure 2.17b.

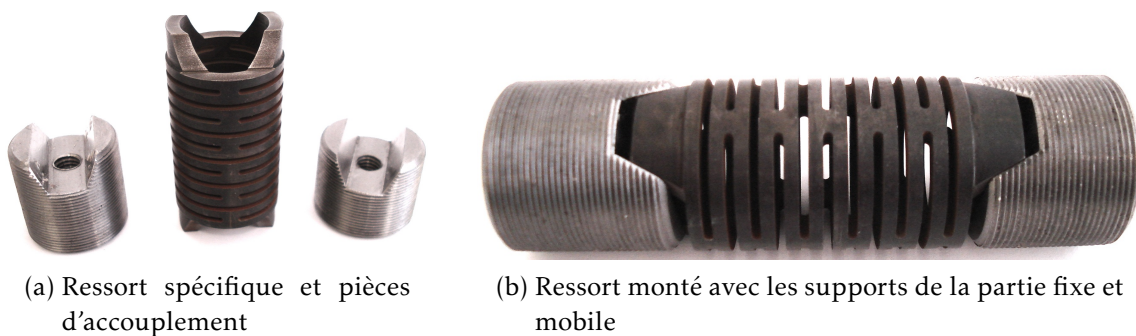


FIGURE 2.17 – Ressort spécifique pour le *POV* permettant la transmission de l’effort et du couple

Il apparait nécessaire de réaliser le dimensionnement avec une simulation par éléments finis. Les conditions aux limites (encastrement), les chargements et les paramètres de simulation (dans notre cas, les dimensions du ressort) sont représentées sur la figure 2.18a. La vue de gauche représente le montage physique du ressort. Les



zones de contact sont les plans inclinés. Nous considérons un couple  $C$  et un effort  $F$  fourni par le foret. Enfin, on considère la longueur totale ainsi que le diamètre intérieur comme fixes, car ils sont dépendants de la dimension de la cage à billes retenue.

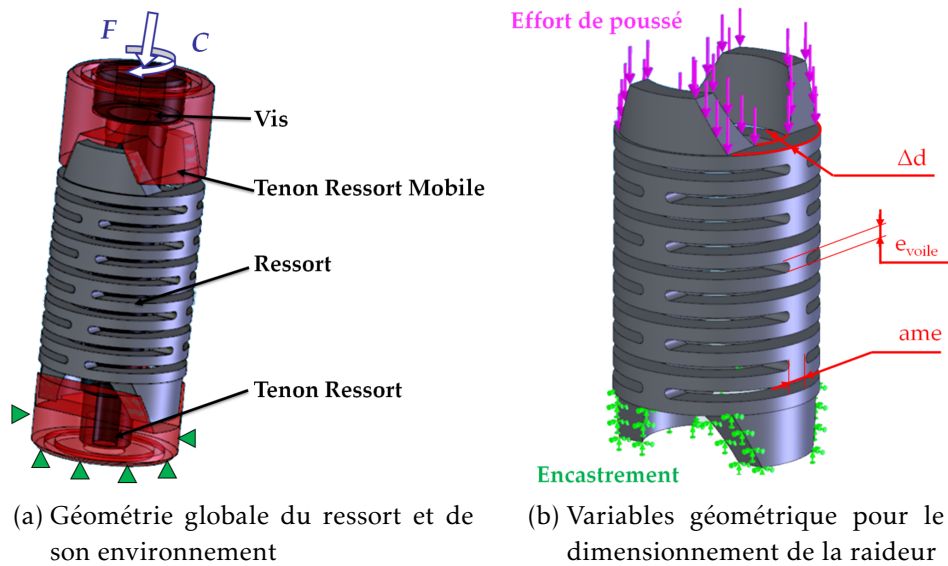


FIGURE 2.18 – Mise en place de la modélisation du ressort

Dans un premier temps, pour déterminer les paramètres géométriques aboutissant à une raideur définie, nous étudions seulement l'influence de  $F$  en négligeant  $C$ . Nous verrons plus loin que ce choix est justifié. Étant donné que la longueur totale du ressort ainsi que son diamètre extérieur sont fixes, seuls les paramètres des entailles sont variables. Pour les réaliser, nous utilisons une fraise disque dont les plaquettes mesurent 1.6mm de largeur, ce paramètre étant fixe par la suite. Les paramètres de réglage sont représentés sur la figure 2.18b :

- L'âme est la distance de matière restante entre deux entailles diamétralement opposées (mesurée tangentielle au tube).
- L'épaisseur de voile  $e_{voile}$  est la distance axiale entre deux entailles.
- L'épaisseur de tube  $\Delta d$  représente la différence entre le rayon externe et interne du tube.

Le logiciel Cosmos intégré à SolidWorks, dans le domaine élastique, sans prise en compte de la vitesse de déformation ni de la température, est retenu ici pour déterminer la raideur du ressort. La raideur est toujours mesurée de manière quasi statique et l'auto échauffement est négligeable. La déformation engendrée est rapportée à l'effort, donnant la raideur du ressort. Le matériau retenu est le 45SiCrMo6, dans son état traité à 1600MPa, notamment car il présente une bonne résistance à la fatigue (Yamada2007). Les caractéristiques mécaniques sont :  $E=220\text{GPa}$ ,  $Re=1600\text{MPa}$ ,  $G=80\text{GPa}$ ,  $\nu=0.235$ . C'est un acier spécial à ressort, utilisé par exemple pour les pinces de serrage outil, ou les ressorts de suspension à lames. Par itération, il est possible de trouver une configuration géométrique du ressort apportant la raideur désirée, tout en maximisant la charge maximale admissible.

Nous avons estimé par la théorie des lobes de stabilité quatre raideurs théoriques pour le ressort, comme défini dans le tableau 2.C. L'estimation de l'effort maximal

admissible se base sur le dépassement de la limite d'élasticité du matériau, sans coefficient de sécurité. Une étude en fatigue est proposée plus loin. Le tableau suivant 2.D récapitule les ressorts retenus par la suite.

Raideur théorique	$[N.mm^{-1}]$	300	450	600	900
Raideur calculée	$[N.mm^{-1}]$	294	447	594	885
Effort maximal	$[N]$	1050	1200	1400	1500

TABLE 2.D – Caractéristique des ressorts retenus pour la suite de cette étude

Il faut noter dans ce cas que cette charge est calculée en statique, alors que dans le cas du *PVAE* la charge maximale n'interviendra que pendant un laps de temps très court. Il est donc probable que le ressort puisse supporter des efforts plus importants que ceux donnés par la simulation. D'autre part, le dimensionnement en fatigue est également important car le ressort va supporter de très nombreux cycles. Ainsi, pour un perçage dans un acier 35MnV7, avec une vitesse de rotation de  $10000tr.min^{-1}$  et une avance de  $0.075mm.tr^{-1}$  (donnée par Guibert), la fréquence de vibration est de  $1.7vib.tr^{-1}$ . Un perçage de 100mm de profondeur dure ainsi 8s, ce qui implique donc près de 2300 oscillations du ressort. La fatigue reste un phénomène complexe à prévoir, car il faut pour dimensionner le ressort connaître les courbes de Wohler de l'alliage considéré. De plus l'endurance est fonction de l'état de surface de la pièce. Dans les cas des alliages spéciaux pour ressort, il est retenu qu'au delà de  $10^7$  cycles, la limite d'endurance a une asymptote à 60% de la limite d'élasticité, soit environ 960MPa dans notre cas. Il est donc possible de définir un effort correspondant pour chaque ressort, assurant que cette limite d'endurance n'est pas dépassée, et est donné dans le tableau 2.E. Dans ce cas de figure, la tenue du ressort ne sera pas remise en cause. Au delà de cette valeur d'effort, des mesures plus précises des caractéristiques de l'acier et du ressort seront nécessaires.

Raideur théorique	$[N.mm^{-1}]$	300	450	600	900
Effort maximal	$[N]$	550	600	700	800

TABLE 2.E – Effort normal maximal pour une durée de vie de  $10^7$  cycles

Enfin, ce ressort étant *souple* par définition, il faut s'assurer qu'il ne possède pas de fréquences de résonance proche des fréquences de vibration. Le premier mode pour le ressort de  $450N.mm^{-1}$  se situe à un peu plus de 550Hz. C'est plus du double des fréquences rencontrées en *PVAE*, au moins pour le premier lobe d'instabilité. C'est un mode de traction qui agit donc dans le sens de la sollicitation. La résonance du ressort n'est donc pas critique lorsque l'on travaille dans le premier lobe, ce qui sera le cas par la suite. Cette remarque est valable pour les autres ressorts.

Nous avons précisé plus haut que nous ne tenons pas compte de la torsion dans le dimensionnement du ressort (au moins en termes de raideur). Nous avons pu vérifier ce point sur un cas type présenté ici, à partir du ressort théorique à  $450N.mm^{-1}$ . Nous retenons un couple fixé à 5 N.m et un effort de 800 N. Nous réalisons donc une étude

en compression et torsion. Il apparait donc que la torsion n'a pas d'influence sur la raideur axiale du ressort. La raideur en torsion est de  $25N.m.rad^{-1}$ . Cela signifie que le ressort ne subit qu'une torsion de  $0.2^\circ$  lorsqu'il est soumis à un couple de  $5N.m$ . Le niveau de contrainte ne change qu'à la marge, avec une augmentation de  $30MPa$ . Ces remarques sont également valables pour les autres ressorts.

Lors de notre étude, nous avons pu remarquer une grande sensibilité de la raideur à des variations des paramètres géométriques. Il semble en effet que le niveau de contrainte maximale soit très influencé par le paramètre  $ame$  (distance restante entre deux entailles diamétralement opposées). C'est pourquoi une attention particulière doit être portée sur la qualité de la réalisation de ces ressorts, notamment pour assurer une raideur calibrée, car le bon fonctionnement de la technologie repose sur un ressort fiable. Une étude de sensibilité a donc été réalisée sur ces trois paramètres géométriques, afin de fixer les intervalles de tolérance pour la cotations fonctionnelle de ces ressorts.

### 2.3.3 POV retenu

Le porte outil se compose de 3 pièces principales, à savoir la partie attachement broche, la partie mobile avec le logement de la pince d'outil et le ressort. De par sa forme, 2 pièces complémentaires permettent la liaison avec ce ressort, et sont fixées par filetage et collage dans la partie fixe ou mobile. Une vis centrale assure la tenue du porte outil lors du montage, et évite le démontage lors de la mise en place dans la machine. Un système de contre-écrou est également utilisé pour empêcher le dévissage lors de l'utilisation. La figure 2.19 illustre le plan d'assemblage du *POV*, ainsi que certaines caractéristiques techniques, notamment au niveau des jeux et de l'équilibrage global.

Le *POV* pour le projet FGCV est présenté par la figure suivante 2.20a. La solution de guidage par cage à billes permet un guidage précis, sans jeu tout en limitant le frottement. Le ressort spécifique permet la transmission de l'effort axial et du couple. C'est une pièce spécifique qui constitue le coeur de ce *POV*. Nous avons retenu également une pince de précision, afin de limiter les défauts de faux rond en bout d'outil, ce qui est primordial sur des outils longs.

Le ressort peut être changé par le démontage du *POV*, alors que la masse de la partie vibrante est réglable par ajout de masses complémentaires au niveau de la pince outil (figure 2.20b, 2.20c et 2.20d). Enfin, l'adaptation des masses se fait par ajout au niveau de la partie mobile. Ces bagues supplémentaires ont été calculées de manière à être les plus compactes possibles, sachant que leurs seules fonctions est d'apporter de la masse.

## 2.4 Validation expérimentale

La qualification du fonctionnement de ce porte outil passe par une étape de contrôle. En premier lieu, les ressorts doivent être validés, car ce sont les pièces maîtresses du



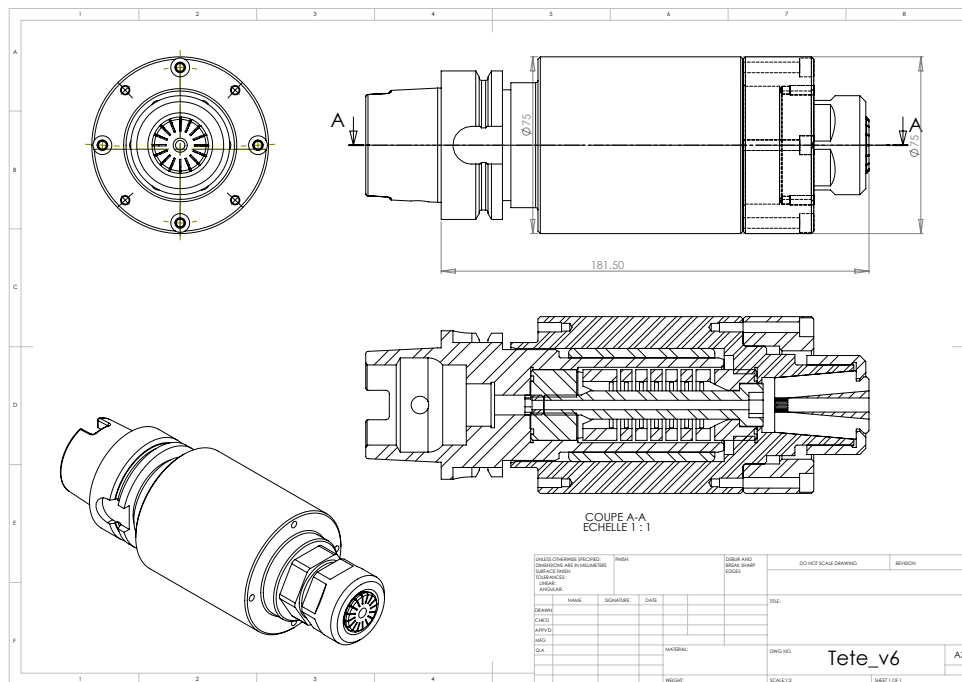


FIGURE 2.19 – Plan d’ensemble du POV FGVV

POV. Un contrôle statique de la raideur sera donc présenté ici. C’est lors de l’usinage que nous pouvons mesurer la performance du POV, et même plus loin, des outils qui sont testés avec le PVAE. C’est pourquoi il est nécessaire de définir les moyens de mesure de cette performance, et les traitements qui seront associés aux mesures, afin de valider la nature vibratoire du procédé, et d’extraire les informations pertinentes quantifiant ce fonctionnement particulier.

### 2.4.1 Moyens de controle

Pour pouvoir attester du bon fonctionnement du POV, il est nécessaire de définir les moyens de mesures adaptés, ainsi que les méthodes de traitement des informations recueillies. Dans le cas du perçage vibratoire, la nature périodique des efforts ne permet pas d’utiliser les indicateurs habituels (effort moyen par exemple qui n’a pas de sens pour un signal périodique). La figure suivante 2.21 illustre un relevé d’effort et de déplacement de la partie mobile caractéristique du perçage vibratoire, avec un outil carbure  $\varnothing 5$  (définition en annexe A.3).

Le principe du PVAE est l’utilisation de vibration basse fréquence, comprise entre 150 et 350Hz pour le fondamental, comme le note Guibert (Guibert2008). Le principe de Shannon nous impose donc une fréquence d’acquisition d’au moins 3.5 kHz pour assurer la reconstruction correcte du signal. Dans la suite, des platines dynamométriques Kistler 2.22a ont été utilisées pour la mesure des efforts lors du perçage. Ces platines présentent des fréquences propres de l’ordre de 3 kHz. A la suite de l’acquisition, il est donc nécessaire de réaliser un filtrage éliminant ces fréquences parasites.

La position de la partie mobile, et donc son déplacement, est aussi une donnée importante. En effet, bien que l’avance de la broche soit connue, l’avance instantanée au niveau de l’arête de coupe est différente, comme nous l’avons montré précédemment



(a) Partie fixe, guidage, ressort et partie mobile



(b) Masse mobile de 2.4kg



(c) Masse mobile de 3.5kg



(d) Masse mobile de 4.4kg

FIGURE 2.20 – Ajout de masse sur le POV Complet.

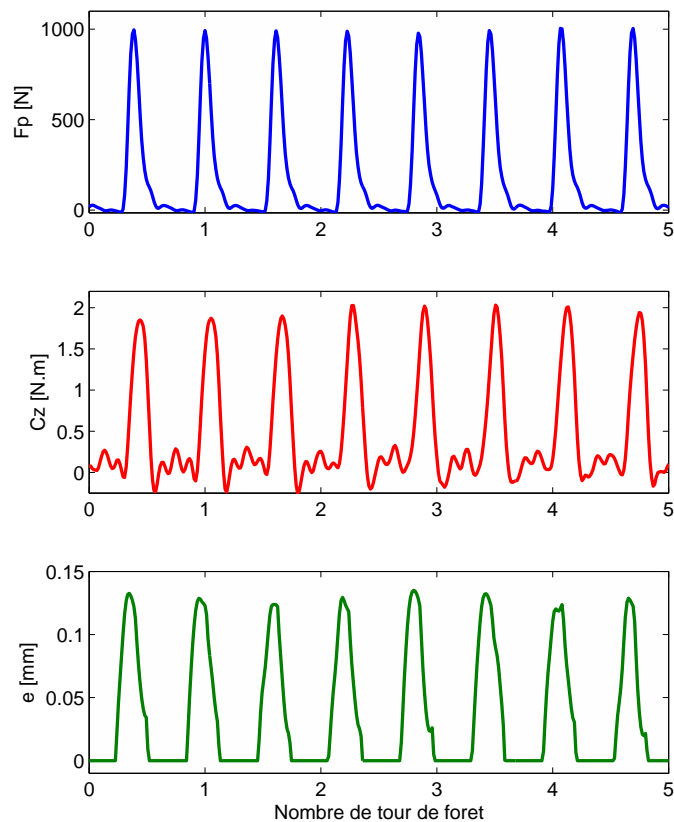


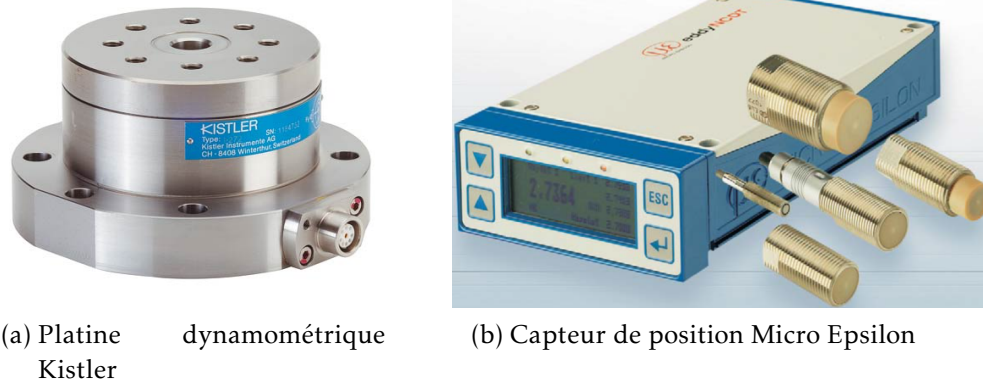
FIGURE 2.21 – Exemple de relevés d’efforts en perçage vibratoire sur un acier 35MnV7 avec un outil carbure  $\varnothing 5$  ( $V_c = 170 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ,  $f = 0.075 \text{ mm} \cdot \text{tr}^{-1}$ ).

(figure 1.17, page 17). Un moyen de connaître cette avance instantanée est de mesurer le déplacement de la partie vibrante. Pour cela, nous proposons l’utilisation d’un capteur à courant de Foucault, comme présenté sur la figure 2.22b. Ce capteur permet de mesurer la distance précise avec une cible fixée sur la partie vibrante. C’est une information importante pour quantifier l’épaisseur de copeau, et donc le débit d’enlèvement de matière, ou taux de coupe.

Un perçage est considéré comme vibratoire (au sens du *PVAE*) lorsque l’effort mesuré passe par 0. En effet, cela correspond alors à un outil hors matière, ne réalisant plus la coupe. Ce saut hors matière est la caractéristique fondamentale du *PVAE*, puisque c’est justement cette interruption de la coupe qui est recherchée avec ce système. Par suite, nous définissons un domaine de vibrations, comme l’ensemble des configuration dans le plan (vitesse de coupe, avance) où l’outil entre et sort périodiquement de la matière à une fréquence définie et stable le long du perçage. Le premier domaine, ou premier lobe d’instabilité, correspond dans le cas des outils à deux lèbres à une fréquence de vibration voisine de  $1.6 \text{ vib} \cdot \text{tr}^{-1}$ , soit 1.6 oscillations par tour d’outil.

## 2.4.2 Validation de la configuration de masse et raideur

La première validation est réalisée en statique. Les paramètres de réglage du *POV* doivent être connus, afin de choisir la configuration réelle la plus adaptée au cas de



(a) Platine dynamométrique Kistler

(b) Capteur de position Micro Epsilon

FIGURE 2.22 – Capteurs utilisés pour l’instrumentation du perçage vibratoire (d’après (Kistler2009) et MicroEpsilon).

perçage. Nous proposons ici d’illustrer ces vérifications statiques sur la masse mobile et la raideur du ressort.

La mesure de la raideur réelle est réalisée par un essai de compression par palier sur machine outil, afin de valider à la fois la linéarité de la réponse ainsi que la raideur. Le dispositif est illustré par la figure 2.23a. Le *POV* est monté dans la machine et mis au contact d’une platine dynamométrique. Dans ce cas de figure, la raideur axiale de la broche est bien supérieur à la raideur du ressort. Une descente de la broche par palier sur une course totale de  $1\text{ mm}$  permet l’enregistrement de l’effort d’enfoncement correspondant. A partir de cet enregistrement, il est possible de mesurer la raideur des ressort, comme le montre le graphique 2.23b. Les quatre ressorts conçus pour le *POV* sont illustrés par la figure 2.23c.

Les raideurs obtenues sont plus faibles que les raideurs théoriques, rappelées dans le tableau suivant 2.F. Les hypothèses sur le comportement du matériau (caractéristiques matériaux notamment) et les tolérances de fabrication (sur la forme des entailles dans le ressort) expliquent cette différence. Néanmoins, ces raideurs restent compatibles avec l’étude précédente sur les configurations minimales de fonctionnement (paragraphe 2.2).

Raideur théorique	$[N.mm^{-1}]$	300	450	600	900
Raideur mesurée	$[N.mm^{-1}]$	270	400	530	780

TABLE 2.F – Comparaisons des raideurs théoriques et expérimentales pour les ressorts spécifiques.

La validation des masses additionnelles, illustrée par la figure 2.24, et de la masse de la partie mobile seule a été faite avec une balance de précision. La marge d’erreur est d’environ 2% par rapport à la masse mobile totale recherchée. De plus, le système d’ajout de masse par l’avant du porte outil (coté outil) permet un changement rapide, sans avoir à démonter complètement le *POV*. Pour ce qui est du ressort, il est nécessaire de déposer l’outil, puis la vis centrale et enfin de sortir la partie mobile pour accéder au ressort. Cette contrainte est imposée par la fonction centrale du ressort dans le *POV*,

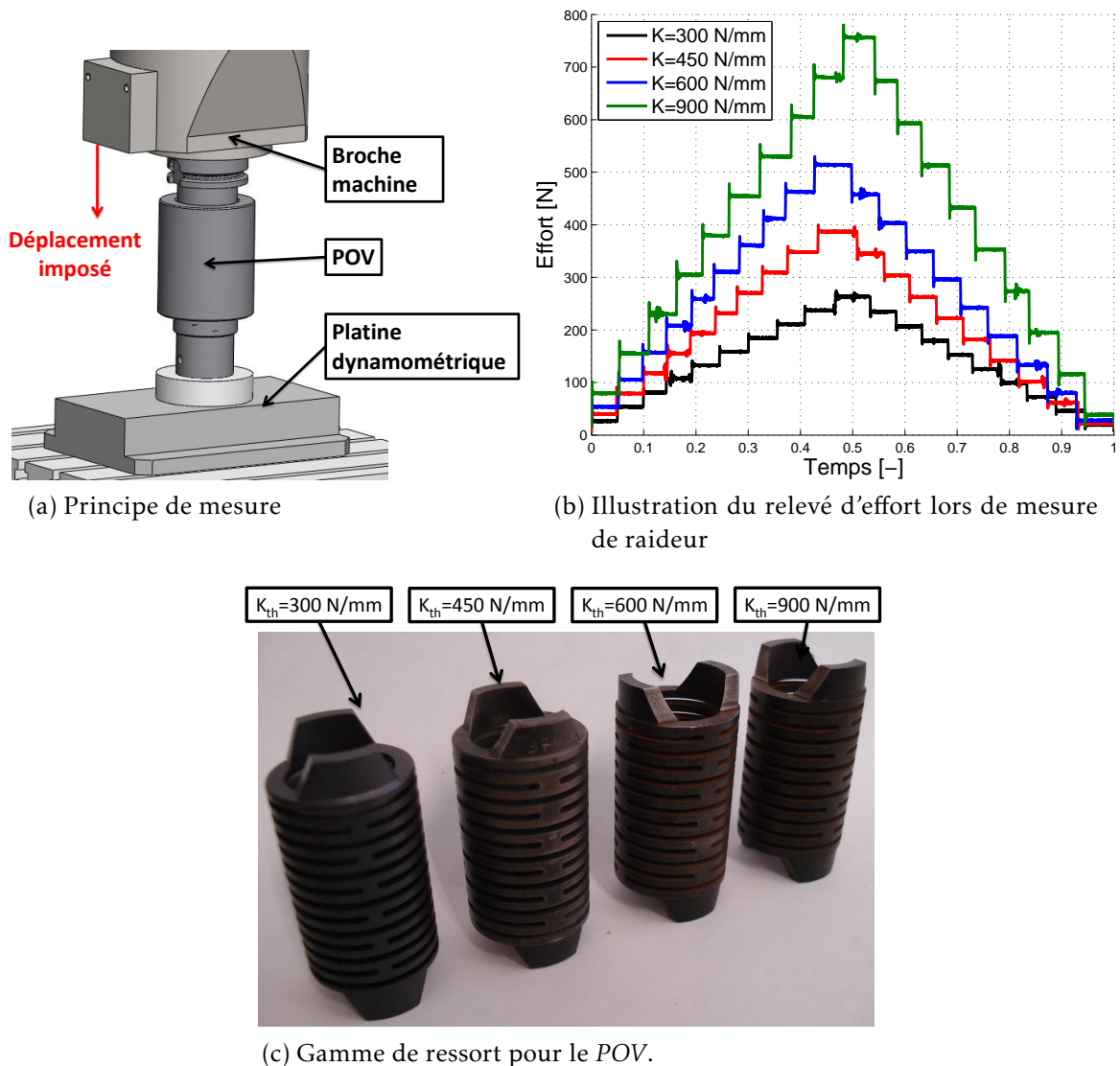


FIGURE 2.23 – Méthode de mesure de la raideur réelle du ressort.

sachant que le démontage remontage complet est réalisé avec un outillage standard en moins de 5 minutes. A titre de comparaison, les différents *POV* présentés plus haut (tableau 2.A, page 43) demandent un temps de réglage conséquent, notamment car la validation de la raideur passe par une mesure complète comme illustré précédemment (voir figure 2.23a).

Le point important est aussi de s'assurer que l'ajout de masse n'entraîne pas de déséquilibre supplémentaire du *POV*. Pour cela, nous avons réalisé la mesure de l'équilibrage dynamique sur le banc de mesure représenté sur la figure 2.25. La configuration la plus performante présente un déséquilibre de  $24g.mm$ , alors qu'il est de  $100g.mm$  pour la masse la plus importante. Un repérage angulaire est réalisé sur les pièces pour permettre une remontage conservant l'équilibrage défini lors de la fabrication.

Le tableau 2.G donne les résultats des mesures d'équilibrage, ainsi que la vitesse de rotation maximale admissible pour éviter d'endommager la broche. Pour la configuration *standard acier* (soit une masse additionnelle de  $0.6kg$ ), le balourd est de  $53g.mm$ , soit une vitesse de rotation maximal admissible de  $6000tr.min^{-1}$ .





FIGURE 2.24 – Masses additionnelles pour la partie mobile.

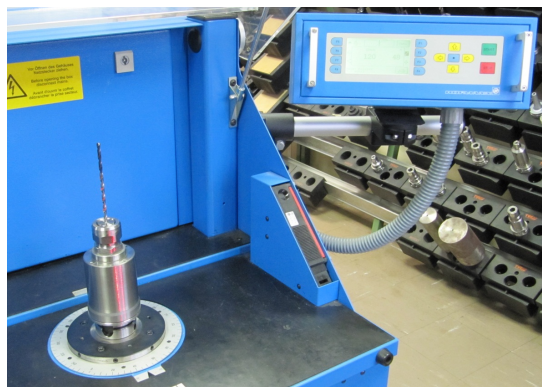


FIGURE 2.25 – Équilibrage dynamique du POV.

Frettage	3g.mm	$\geq 20000tr.min^{-1}$
POV Guibert	165g.mm	1300tr.min <sup>1</sup>
POV FGVV v1	120g.mm	2500tr.min <sup>1</sup>
POV FGVV v2	24g.mm	8500tr.min <sup>1</sup>

TABLE 2.G – Équilibrage dynamique du POV.

### 2.4.3 Mesures lors d'un essai vibratoire

Après les mesures statiques, les mesures dynamiques lors de l'usinage renseignent sur le comportement du système usinant. La mesure la plus directe concerne l'effort de poussée et le couple généré par le perçage. La figure 2.26a illustre un relevé d'effort lors d'un essai. La zone d'intérêt est détectée par un algorithme à seuil (fixé à 25N), alors que le temps de perçage  $t_c$  est calculé grâce aux paramètres de l'essai (2.ii). Le relevé d'effort sur 5 tours d'outil 2.26b illustre le calcul du taux de coupe et de l'effort maximum. Ce dernier est calculé par la moyenne de tous les pics d'efforts lors d'un essai. Le taux de coupe représente le temps que l'outil passe dans la matière par rapport au temps total d'usinage. Dans le cas du perçage vibratoire, le taux de coupe  $\tau_c$  est voisin de 0.5, ce qui signifie que l'outil est hors matière près de la moitié du temps. Pour calculer  $\tau_c$ , il faut déterminer l'instant d'entrée et de la sortie de matière par le même algorithme à seuil.

$$t_c = \frac{l_{perce}}{N \times f} \quad (2.ii)$$

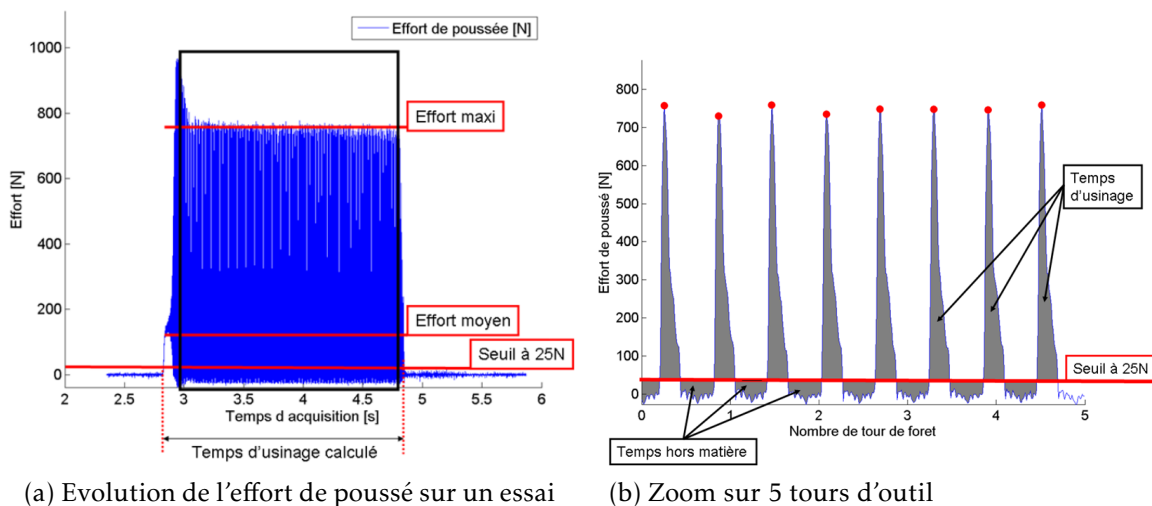


FIGURE 2.26 – Exemple de méthode de mesure des efforts sur un essai de perçage vibratoire

Une mesure du déplacement de la partie vibrante est également nécessaire. En effet, c'est le seul moyen de mesure de l'avance à la dent instantanée, car celle-ci varie lors du perçage comme il a été montré au paragraphe 1.3.2.1. Il a été choisi d'utiliser un capteur à courant de Foucault illustré par la figure 2.22b pour cette mesure, ce qui nécessite le montage du capteur sur le nez de broche (pour suivre l'avance de l'outil) et l'adaptation de la partie vibrante d'un disque de mesure magnétique. La figure 2.27 illustre le montage développé pour permettre cette mesure. La rigidité de ce montage est indispensable, car les vibrations parasites de ce support fausseraient la mesure du déplacement réel de la cible. Enfin, la masse du disque a été adaptée pour correspondre à la plus faible des masses standards définie précédemment (0.6kg).

L'acquisition de toutes les mesures est réalisée simultanément avec le logiciel Da-syLab. Le capteur de position ainsi que la platine dynamométrique sont reliés à une

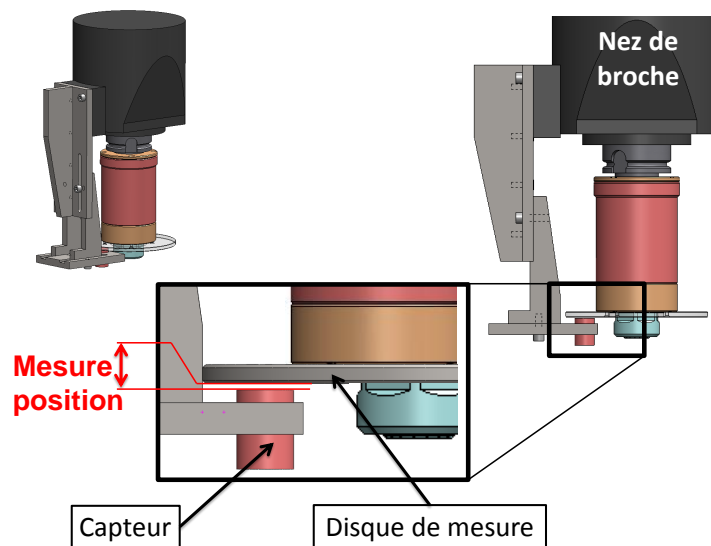


FIGURE 2.27 – Montage du capteur de position pour la mesure de déplacement axial

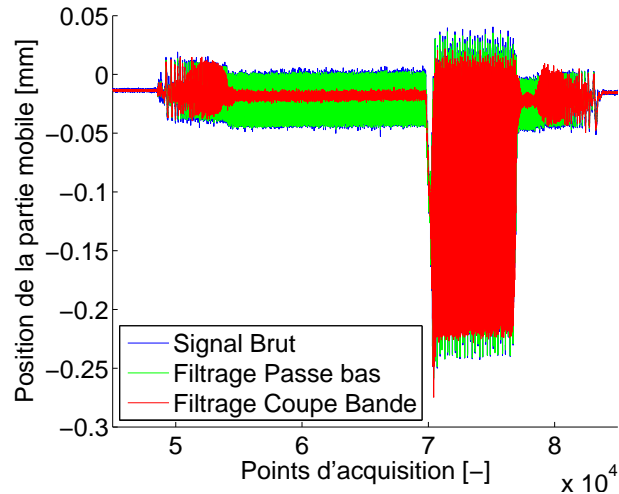
carte d'acquisition. Les mesures sont synchronisées par l'horloge du PC, et le résultat d'une mesure est extraite dans un fichier texte. Il a été retenu au cours de ces travaux de réaliser un traitement de ces signaux par une routine MatLab. La première étape est un chargement du fichier d'essais et des conditions opératoires. Un filtrage est appliqué de type passe-bas avec une fréquence de coupure à 8 fois la fréquence de rotation de broche sur toutes les voies.

En ce qui concerne le capteur de position, la figure 2.28a montre un relevé brut, avec le filtrage passe-bas et le filtrage coupe bande. Ce dernier est appliqué afin de supprimer le défaut d'alignement du disque. En effet, le disque de mesure additionnel n'est jamais parfaitement plan et surtout perpendiculaire à l'axe de rotation. Il en résulte un défaut qui se présente une fois par tour, et est illustré par la figure 2.28b, à la mise en rotation du *POV*. Il est donc éliminé par un filtre coupe bande centré autour de la fréquence de rotation. La figure 2.28c illustre ce traitement du signal de position, et notamment son influence sur la mesure de la position réelle de la partie mobile.

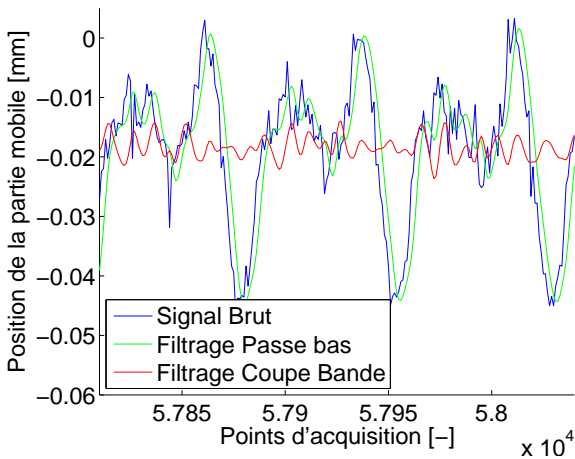
L'analyse fréquentielle de ces signaux par une transformée de Fourier (type FFT) montre clairement sur la figure 2.28d les pics dûs à la fréquence de rotation de la broche (environ  $133\text{Hz}$ ), ainsi que le pic principal correspondant à la fréquence de vibration (environ  $220\text{Hz}$ , soit un rapport de fréquence ou fréquence de vibration de  $1.65\text{vib.tr}^{-1}$ ). Cette analyse est menée sur le signal représenté sur la figure 2.28c. La suppression des pics liés à la vitesse de rotation est clairement visible sur le diagramme 2.28e (suppression des pics *verts* sur le diagramme).

Le signal du capteur de position est utilisé afin d'estimer l'épaisseur de copeau instantané lors du perçage. Ce capteur mesure en réalité la trajectoire de la partie vibrante dans le référentiel de la broche, et est donc animé du mouvement d'avance. Pour déterminer l'épaisseur de copeau, il est nécessaire de superposer les trajectoires successives de l'outil, qui est la somme du déplacement d'avance et du déplacement vibratoire. Ceci est réalisé en décalant temporellement le signal de déplacement de  $N$  tours d'outil. Une lèvre usine une surface qui est la résultante de la trajectoire de la lèvre précédente, déphasée de  $\frac{2\pi}{n_c}$  (avec  $n_c$  le nombre de lèvres). L'épaisseur de copeau est donc la

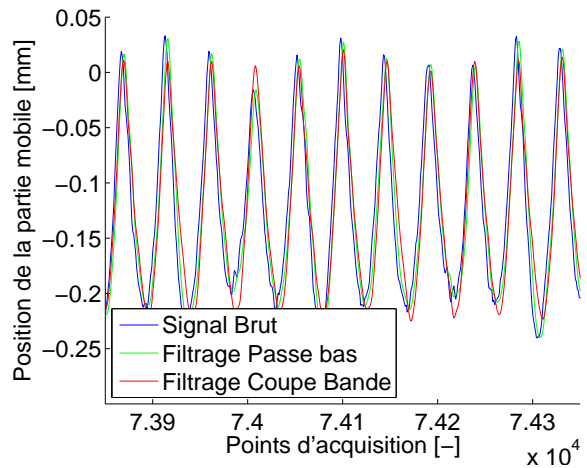




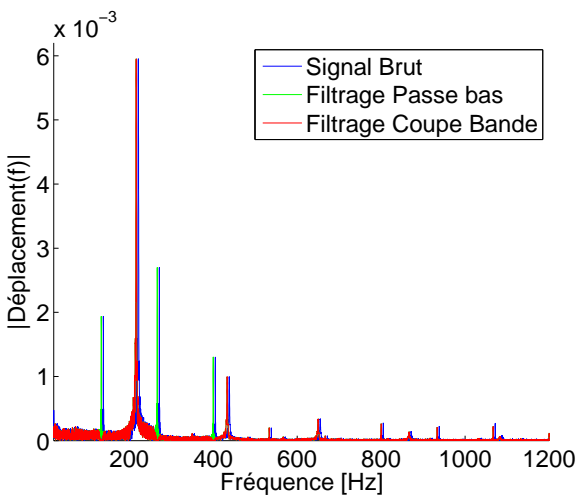
(a) Evolution de la position de la partie vibrante sur un essai



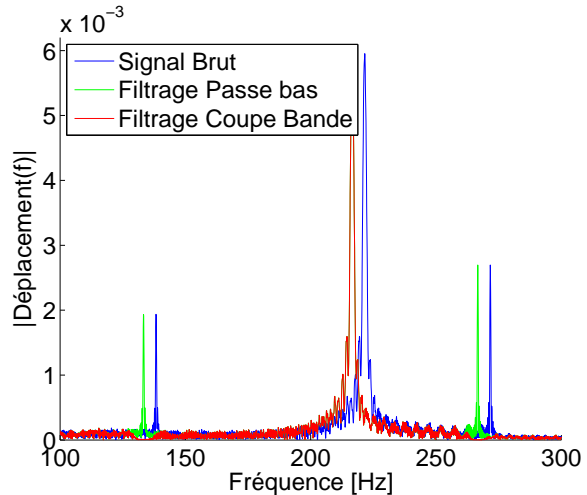
(b) Zoom sur le défaut lié au faux rond du disque de mesure



(c) Zoom sur la position mesurée et corrigée lors du perçage vibratoire



(d) Réponse fréquentielle et influence du filtrage



(e) Zoom sur la fréquence d'excitation du perçage vibratoire

FIGURE 2.28 – Correction des défauts de mesure par filtrage sur le signal de position de la partie vibrante, et analyse de Fourier du signal de position et filtrage consécutif

différence  $\delta$  entre la position de la surface précédente et la position courante de l'outil. Dans le cas du perçage vibratoire, il faut tenir compte non seulement du passage de la lèvre précédente, mais également des passages successifs de l'outil. L'amplitude des vibrations étant d'environ 3 fois l'avance de l'outil en *PVAE*, comme le montre la figure 2.28a, ou l'avance programmée est de  $0.075\text{mm.tr}^{-1}$ , et l'amplitude maximale de  $0.24\text{mm}$ . Il apparaît qu'il faut tenir compte de 2.5 tours d'outils précédents, et donc  $2.5 \times n_c$  trajectoires pour calculer de manière fiable l'épaisseur de copeau réelle. Ce phénomène est illustré par la figure 2.29. L'épaisseur de copeau est donc calculée par différence entre la position de la surface résultante des  $2.5 \times n_c$  trajectoires précédentes et la trajectoire courante. La forme du copeau est estimée par cette méthode. Il est à noter que cette figure est cohérente avec les résultats de la littérature présenté plus haut (notamment **Zhang1998**, illustré à la figure 1.17, page 17).

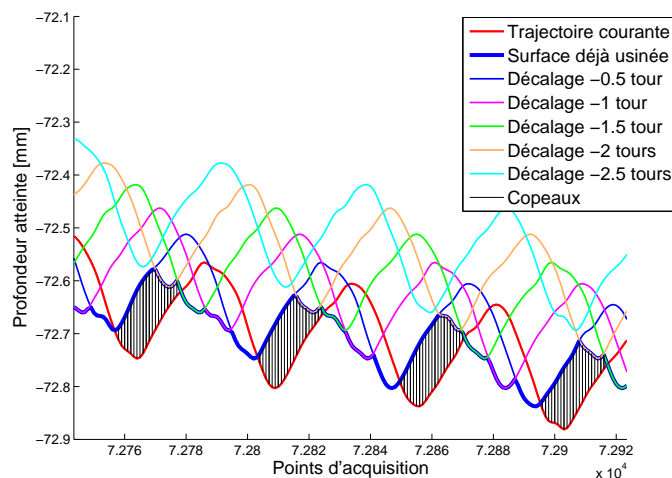


FIGURE 2.29 – Trajectoires de l'outil estimées avec le capteur de position et copeau résultant.

D'autre part, il est possible d'estimer la vitesse axiale instantanée de l'outil, et connaissant la vitesse de coupe, la vitesse résultante de l'outil, et donc sa direction de coupe (comme illustré plus haut, figure 1.6, page 6). La figure 2.30 illustre ce point, avec la surface résultante des passages précédents des lèvres de l'outil, la trajectoire courante de l'outil et la vitesse locale de coupe (magnitude et direction). Il apparaît que, sur la première phase de la génération du copeau, la vitesse résultante n'est pas tangente à la trajectoire, et qu'un phénomène de talonnage peut se produire.

#### 2.4.4 Validation du porte outil vibratoire en perçage

Pour valider le bon fonctionnement du *POV*, il a été décidé de le tester dans les conditions opératoires de référence défini par Guibert au cours de sa thèse. Le matériau retenu est un acier 35MnV7 (acier de vilebrequin) avec une dureté mesurée de 285 Hv30. Des trous de  $\varnothing 5$  sont réalisés avec l'outil de référence de Guibert (description en annexe A.2). Le domaine vibratoire est obtenu par la réalisation de trou de  $7\text{mm}$  de profondeur. La figure 2.31 illustre le montage du *POV* dans un centre d'usinage 3 axes, ainsi que la pièce bridée sur une platine dynamométrique.

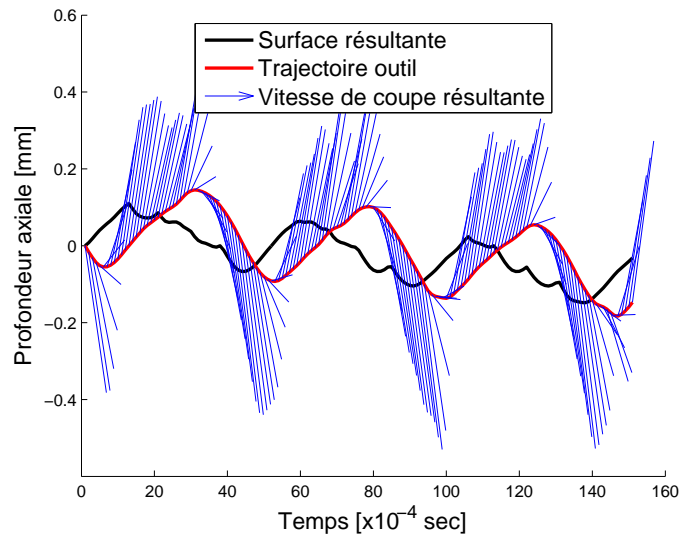


FIGURE 2.30 – Vitesse résultante de l’outil, trajectoire et surface résultante.

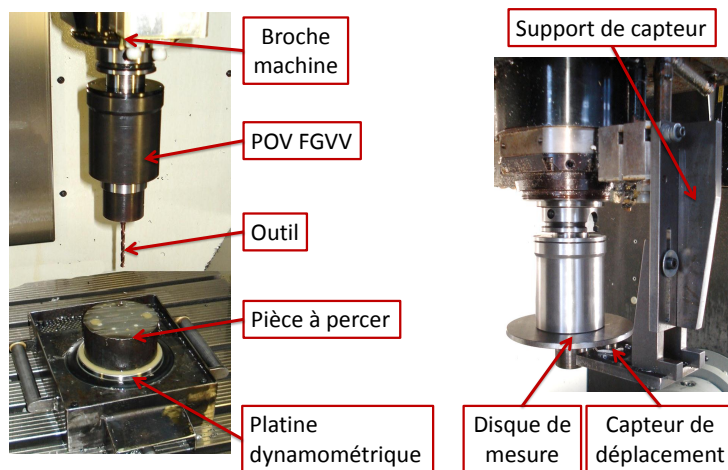


FIGURE 2.31 – Montage du POV dans un centre d’usinage 3 axes Hermle C800U en configuration d’essais.

Le but ici est de vérifier la présence d'un domaine vibratoire dans une configuration donnée, sachant que les valeurs de masse et raideur du nouveau porte outil ne sont pas les mêmes que celles de Guibert. Néanmoins, il faut noter que la fréquence propre de la partie vibrante est proche, de 59.8Hz pour Guibert et 54.8Hz dans le cas présent (cela correspond à  $250N.mm^{-1}$  et  $1.78kg$  pour Guibert,  $380N.mm^{-1}$  et  $3.2kg$  dans ce cas). Le graphique 2.32 illustre les domaines de vibration accessibles grâce à ces deux *POV*. Il apparaît que le domaine est plus important dans le cas du nouveau *POV*, car il autorise une plus grande vitesse de rotation. Ceci est dû au meilleur équilibrage, et au nombre de pièces plus réduit.

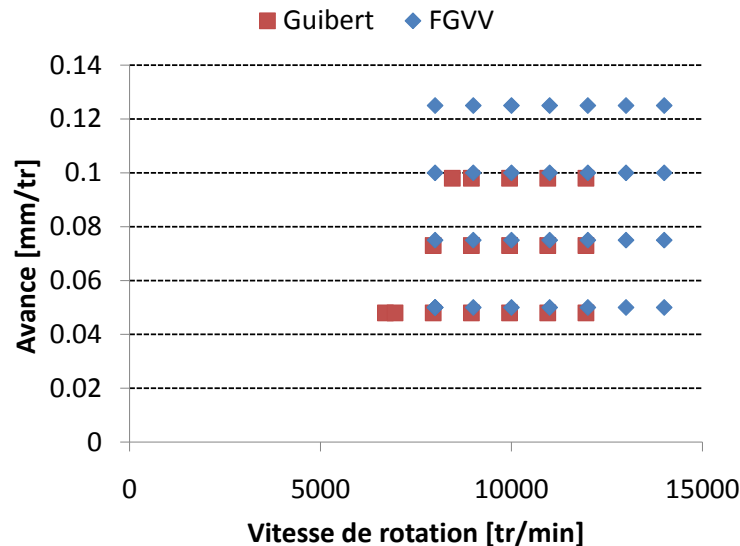


FIGURE 2.32 – Comparaison des domaines de vibration pour le *POV* défini par Guibert (Guibert2008) et le *POV* FGVV.

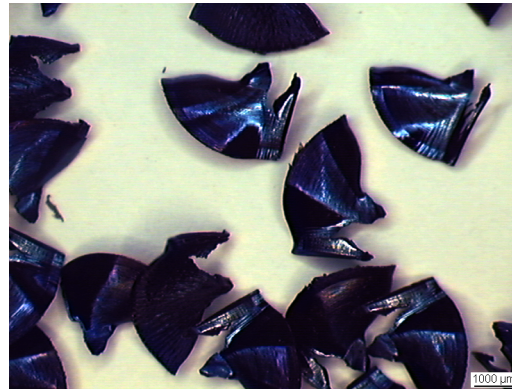
En plus des mesures d'effort et de déplacement, la morphologie des copeaux est un indice supplémentaire du bon fonctionnement du *PVAE*. En effet, puisqu'il y a interruption de la coupe, les copeaux formés sont de petites dimensions. Il est possible de recueillir ces copeaux lors de l'essai. Les figures 2.33a et 2.33b illustrent cette forme particulière des copeaux. Ils ont été prélevés suite à un essai de perçage. Leurs formes générales ne changent pas en fonction des conditions opératoires, tant qu'il y a présence de vibration. Cette morphologie particulière est donc une preuve du fonctionnement du *PVAE*. C'est aussi grâce à ces copeaux de faibles dimensions que l'évacuation est facilitée. L'étude des signaux d'effort représenté sur les graphiques 2.33c et 2.33d dans les cas précédents permet de confirmer la présence de *PVAE*. En effet, l'effort repasse nettement par 0, ainsi que le couple et l'épaisseur de copeau. Le taux de coupe est voisin de 0.5, l'outil passe donc 50% du temps hors matière. L'épaisseur maximale de copeau est environ le double de l'avance programmée. Concernant la fréquence de vibration, la figure 2.33e et 2.33f montre qu'elle diminue avec la vitesse de coupe, ce qui est tout à fait normal. En effet, la fréquence de vibration est aussi le rapport de fréquence entre le mode propre de la partie vibrante (fixe dans cet essai) et le mode d'excitation, qui dépend directement de la vitesse de rotation.

Ce *POV* est donc conforme aux attentes, et utilisable pour la suite de ces travaux. Il présente un domaine de fonctionnement plus étendu que celui de Guibert, avec un

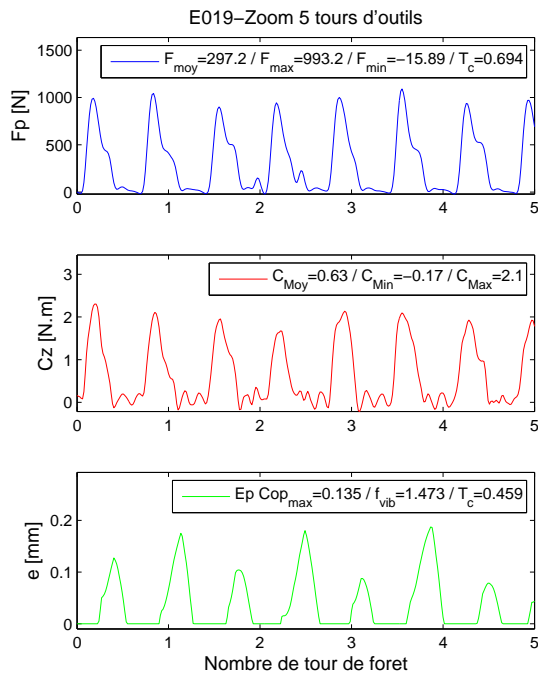
## 2.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE



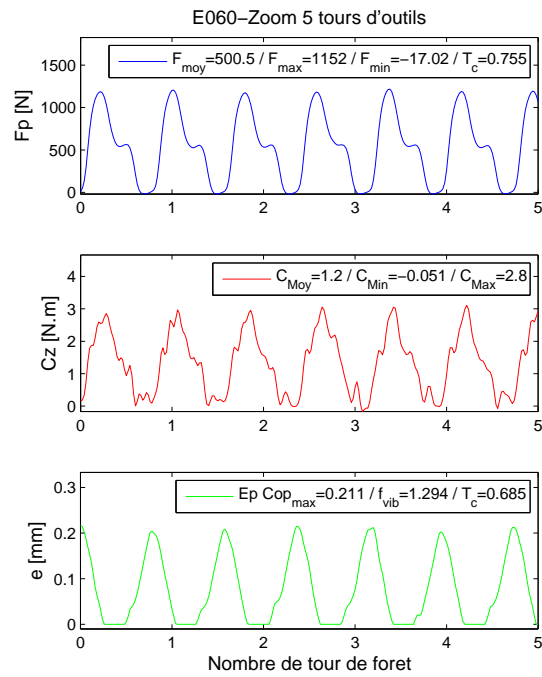
(a) Morphologie des copeaux,  $9000tr.min^{-1}$ ,  $0,075mm.tr^{-1}$



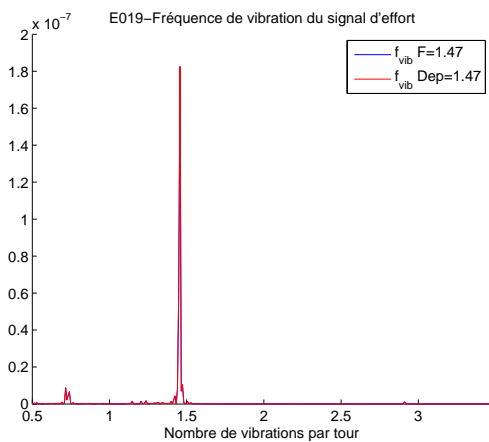
(b) Morphologie des copeaux,  $12000tr.min^{-1}$ ,  $0,15mm.tr^{-1}$



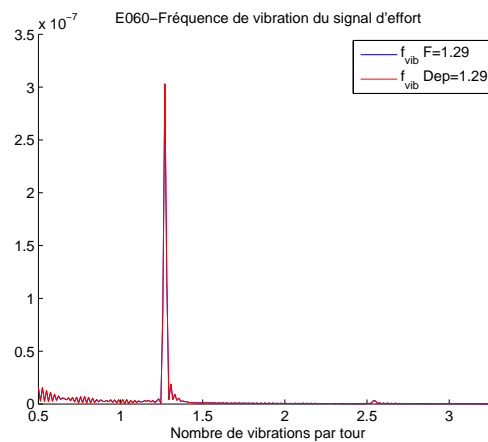
(c) Relevé d'efforts,  $9000tr.min^{-1}$ ,  $0,075mm.tr^{-1}$



(d) Relevé d'efforts,  $12000tr.min^{-1}$ ,  $0,15mm.tr^{-1}$



(e) Analyse fréquentielle,  $9000tr.min^{-1}$ ,  $0,075mm.tr^{-1}$



(f) Analyse fréquentielle,  $12000tr.min^{-1}$ ,  $0,15mm.tr^{-1}$

FIGURE 2.33 – Relevé d'efforts sur 5 tours d'outil, fréquence de vibration et morphologie de copeaux en perçage vibratoire.

montage facilité, une réduction des frottements, et une amélioration notable de l'équilibrage. De plus, les éléments d'analyse mis en place pour l'étude des efforts et du déplacement de la partie vibrante permettent de quantifier le comportement vibratoire en fonction des conditions opératoires. Cette analyse sera déterminante pour démontrer l'efficacité du *PVAE* dans les applications proposées dans le cadre du projet FGVV.

## 2.5 Du porte outil au perçage vibratoire

La définition d'un *POV* fiable pour l'industrie est une étape importante pour permettre l'étude et le développement poussés du *PVAE*. Il a été présenté ici la définition des objectifs et moyens associés à l'utilisation industrielle de ce porte outil, avec notamment les contraintes à la fois techniques et technologiques sur cet élément central de la technologie. Cette étude exhaustive a été réalisée par rapport à un cahier des charges fixé par les partenaires du projet FGVV.

La détermination des configurations de masses et raideurs adaptées a notamment été réalisée grâce à la théorie des lobes de stabilité. La validation de ce *POV* par rapport aux travaux de Guibert confirme sa bonne performance. Il a été montré que le choix d'une configuration de masse et raideur n'est pas anodin, mais peut être guidé par la théorie des lobes.

Des études poussées sur les fonctions de guidage et de ressort ont été illustrées ici, car elles symbolisent la double contrainte à la fois technique (qualité du guidage pour assurer un fonctionnement sans jeu) et technologique (une raideur adaptée et fiable) que doit remplir ce *POV*. La solution proposée ici est également le résultat d'essais de validation, qui ont montré que des solutions plus originales n'offraient pas la performance que doit fournir un porte outil à destination de l'industrie.

Un certain nombre de techniques de mesure et de traitement de l'information ont été développées, notamment car les spécificités de la coupe interrompue induisent des analyses plus poussées. L'introduction d'un capteur de position pour estimer l'épaisseur de copeau ou la trajectoire de l'outil a montré son intérêt pour la compréhension des phénomènes de coupe.

Ce *POV* constitue la première brique d'un système complet de *PVAE* pour l'industrie. Au final, la solution proposée à la suite de cette étude présente un bon compromis entre besoin de réglage et fiabilité de fonctionnement. Nous avons montré dans le chapitre précédent que ce système reposait sur trois axes, à savoir un porte outil permettant la vibration axiale, un outil adapté, et un modèle de comportement dynamique du système usinant. Avec ce *POV*, nous disposons d'une base solide pour étudier la conception d'un outil adapté pour le *PVAE*.

Cette étape de conception d'un *POV* pour l'industrie débouche sur un des livrables du projet FGVV, à savoir un porte outil ainsi que son système de réglage, directement fourni comme un kit, comme l'illustre la figure 2.34. D'autre part, un système de monitoring pour assurer le suivi du fonctionnement du *PVAE* dans l'industrie. Pour cela, un disque de mesure a été ajouté au *POV*, ainsi qu'un système de mesure de position analogue à celui présenté plus haut (figure 2.22a), communiquant directement avec le directeur de commande de la machine. Ainsi, il y a un suivi en temps réel du fonc-



tionnement, et éventuellement en cas de défaut un arrêt de l'usinage pour éviter la destruction de la pièce ou de l'outil.



FIGURE 2.34 – Malette contenant le *POV* pour l'industrie.

Cette étude a également montré que le *PVAE* ne peut être étudié sans une bonne connaissance de la sollicitation du système dynamique. En effet, le diamètre de l'outil ou le matériau percé vont grandement influencer le choix de la masse et de la raideur nécessaire pour obtenir la vibration. Il apparaît donc nécessaire d'étudier plus en détail ce chargement, d'une part par la conception d'outils plus adaptés, et d'autre part par une meilleure compréhension de l'effort excitateur. Ces points vont être étudiés dans les chapitres suivants.

## Développement d'outils pour le *PVAE*

---

A partir du *POV* défini précédemment, nous pouvons analyser la performance des outils en *PVAE*. Les travaux de Guibert ont montré que de multiples paramètres influencent sur le domaine de vibration obtenu. Notamment, la géométrie de l'outil, ainsi que le matériau usiné vont piloter directement la plage de fonctionnement. Nous étudierons en premier lieu la géométrie des outils de coupe, en présentant les référentiels et moyens de mesures associés. Il apparaît lors de cette analyse que deux échelles de mesures sont mises en oeuvre pour définir complètement la géométrie des outils. C'est par ces deux approches que nous aborderons l'étude paramétrique de la conception d'outils coupants adaptés au perçage vibratoire. En premier lieu, la prise en compte du diamètre, des problématiques liées aux outils longs, ainsi que des aspects de talonnage permettra la prise en compte de phénomènes macroscopiques. Néanmoins, certains effets soulevés ne peuvent être expliqués qu'en utilisant une échelle d'analyse plus fine. Notamment, les phénomènes liés au frottement, au comportement du matériau percé, ainsi qu'au substrat même de l'outil devront être quantifiés pour permettre la fabrication d'outils performant pour le *PVAE*. Nous abordons également l'amélioration de la fiabilité du procédé par l'étude de l'influence de la préparation d'arête. Enfin, une étude sera menée sur le mode de fabrication des outils de coupe. La connaissance fine de cette fabrication permet un contrôle efficace de la géométrie, et explique également la difficulté à obtenir un outil optimal pour le *PVAE*.

---



---

## Sommaire

---

<b>3.1 Géométrie des outils coupants</b>	<b>77</b>
3.1.1 Référentiels de mesure	77
3.1.2 Moyens de contrôle	79
<b>3.2 Influence de la macro géométrie</b>	<b>84</b>
3.2.1 De la conicité des outils longs	85
3.2.2 Diamètre du foret	87
3.2.3 Rôle de la dépouille	88
<b>3.3 Analyse du comportement mésoscopique</b>	<b>92</b>
3.3.1 Influence du frottement	92
3.3.2 Comportement du matériau	101
3.3.3 Choix d'un substrat adapté	103
3.3.4 De la préparation d'arête	111
<b>3.4 Impacts de la fabrication sur la performance</b>	<b>118</b>
3.4.1 Fabrication d'un foret	118
3.4.2 Notions de fabricabilité	120
<b>3.5 Un bilan sur la conception d'outils coupants</b>	<b>125</b>

---

### 3.1 Géométrie des outils coupants

La géométrie d'un outil coupant va piloter sa performance ainsi que son domaine d'utilisation. C'est à la fois une donnée d'entrée et de sortie concernant la performance d'un outil. Le constructeur définit une forme qu'il sait être adaptée à l'utilisation du foret, alors que l'utilisateur recherche l'arête de coupe la plus performante dans son application. Dans les deux cas, il est nécessaire de pouvoir contrôler la géométrie de l'outil, soit pour valider la conformité de l'outil par rapport à sa définition, soit pour comprendre l'influence de cette géométrie sur la performance réelle. Il se pose ainsi le problème de la caractérisation de la géométrie du foret.

Il existe plusieurs techniques de mesure, sur l'outil réel ou sur son modèle volumique informatique s'il est disponible. L'avantage de l'outil réel est de disposer de la géométrie exacte de l'outil utilisé, mais l'acquisition de celle-ci est délicate. En revanche, sur un modèle CAO, il est beaucoup plus facile de réaliser des mesures, que sur un outil théorique parfait qui ne tient pas compte de la variabilité de production.

La mesure d'une pièce doit d'abord considérer l'échelle. En effet, les référentiels et moyens de mesure ne sont pas les mêmes lorsqu'on qualifie la macro géométrie ou la micro géométrie. La première catégorie rassemble la définition de l'outil dans sa globalité (longueur utile, diamètre, type d'affûtage, type de goujure), alors que la deuxième catégorie s'intéresse plus spécifiquement à la partie active, et notamment la géométrie de coupe locale le long de l'arête du foret. Ces deux échelles d'analyse ne participent pas aux mêmes phénomènes physiques (formation du copeau, mode de coupe pour la micro géométrie, résistance de l'outil, évacuation du copeau pour la macro géométrie). C'est pourquoi il est nécessaire de définir la géométrie d'un outil sur ces deux échelles. Dans ce mémoire, nous ne nous intéressons pas aux problématiques liées à la rugosité des faces de coupe et de dépouille, qui constitue une troisième échelle d'analyse géométrique.

Par la suite, nous allons présenter les référentiels de mesure choisis dans notre étude. Les moyens de contrôle de la géométrie de l'outil seront détaillés. Il faut noter que le contrôle des outils est déterminé par 3 axes. C'est par ces trois axes que nous analyserons la géométrie des forets.

**Source** C'est la nature de l'objet à mesurer. Dans notre cas, il est possible de réaliser des mesures sur un outil réel, ou sur sa représentation informatique (issu de la conception-CAO ou issu de la simulation de fabrication-FAO)

**Entité** C'est la partie de l'outil qui va être mesurée, par exemple la dimension de la section de la goujure ou la préparation d'arête.

**Moyen** Il dépend de la source et de l'entité à mesurer. Sur outil réel, le moyen de mesure peut être une caméra de contrôle ou un pied à coulisse par exemple.

#### 3.1.1 Référentiels de mesure

Concernant les plans de mesure, il a été choisi dans un premier temps de retenir le plan  $P_n$  comme plan de mesure des angles de coupe et de dépouille. Ce plan appartient au système de référence dit *Outil en main*. Il est celui qui semble le plus utilisé dans

### 3.1. GÉOMÉTRIE DES OUTILS COUPANTS

l'industrie, notamment pour les nouveaux moyens de contrôle des outils de coupe par imagerie. Néanmoins, il est possible de passer de ce référentiel aux autres définis dans la norme (AFNOR1978), en particulier le plan  $P_n$ , qui pourra être utilisé par la suite pour discrétiser les efforts le long de l'arête de coupe. Il faut également noter que la géométrie des outils carbure utilisés par la suite est beaucoup plus complexe que la géométrie de référence dans la norme. La figure 3.1a illustre la position des plans  $P_r$ ,  $P_s$  et  $P_n$  pour un outil carbure (dont la définition est donnée en annexe A.3), pour un point de l'arête de coupe.

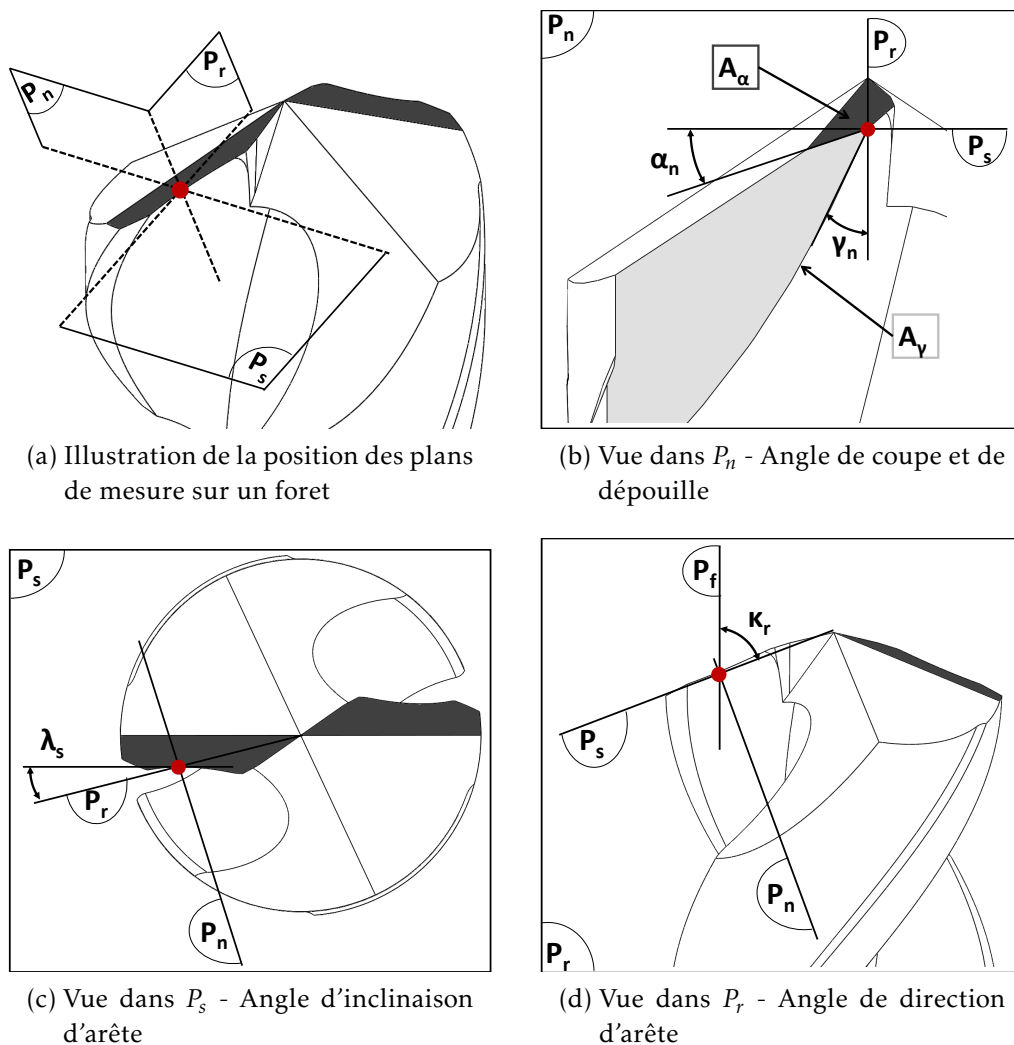


FIGURE 3.1 – Positionnement des plans de mesure et angles respectifs.

Le positionnement dit *outil en main* est défini suivant six plans, tous passant par le point considéré de l'arête :

$P_r$  Plan de référence contenant l'axe de l'outil et le point considéré de l'arête de coupe

$P_s$  Plan d'arête de l'outil, perpendiculaire à  $P_r$

$P_f$  Plan de travail conventionnel, perpendiculaire à  $P_r$ , et contenant la direction d'avance de l'outil (et dans notre cas l'axe de l'outil)

$P_p$  Plan perpendiculaire à  $P_r$  et  $P_f$

$P_o$  Plan orthogonal à  $P_r$  et  $P_s$

$P_n$  Plan perpendiculaire à l'arête au point considéré. Dans le cas d'un foret  $P_o$  et  $P_n$  sont confondus.

Une fois les plans définis, il est possible de positionner les faces de l'outil par 3 angles, dont l'indice  $i$  donne le plan dans lequel est réalisée la mesure :

$\gamma_i$  Angle de coupe, mesuré entre  $P_r$  et la face de coupe  $A_\gamma$

$\alpha_i$  Angle de dépouille, mesuré entre  $P_s$  et la face de dépouille  $A_\alpha$

$\beta_i$  Angle de taillant entre  $A_\gamma$  et  $A_\alpha$

Finalement, il faut connaître l'orientation de l'arête de coupe par rapport au repère global. Pour cela, il faut définir deux angles complémentaires :

$\kappa_r$  Angle de direction d'arête, mesuré dans  $P_r$  entre  $P_s$  et  $P_f$

$\lambda_s$  Angle d'inclinaison d'arête, mesuré dans  $P_s$  entre  $P_r$  et l'arête de coupe

Étant donné que l'arête de coupe est la résultante de la face de coupe  $A_\gamma$  et de dépouille  $A_\alpha$ , la géométrie locale de coupe varie le long de l'arête de l'outil. La norme précise à ce sujet que toute mesure doit être mise en relation avec la position le long de l'arête où elle a été effectuée. La figure suivante 3.2 illustre l'évolution des différents angles pour un outil Tivoly Sirius  $\varnothing 6$  dont la description géométrique complète est donné en annexe A.4.

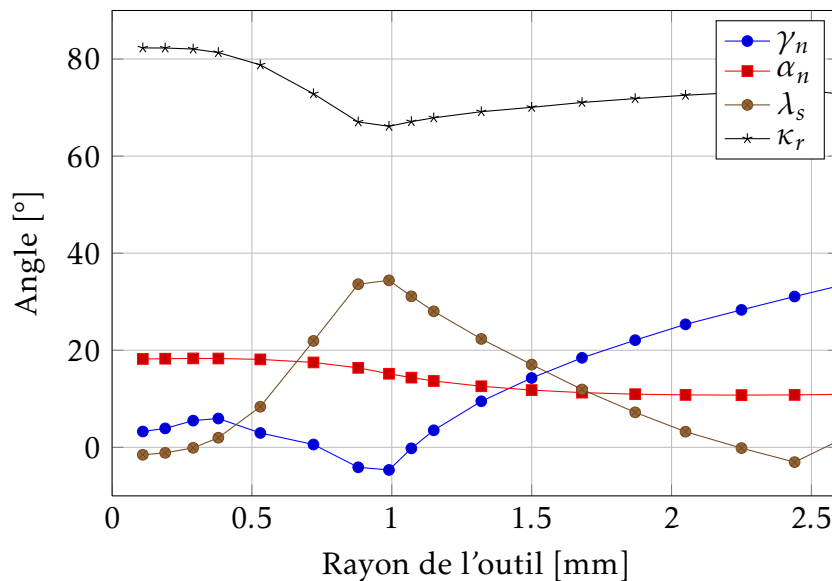


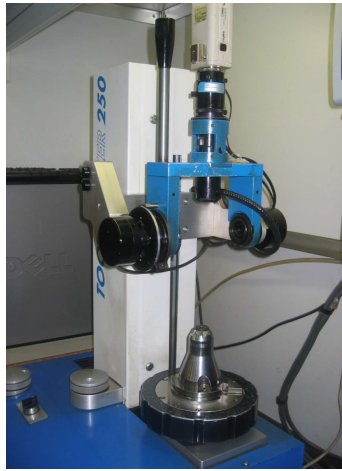
FIGURE 3.2 – Exemple d'évolution d'angles d'outils (outil Carbone Tivoly Sirius  $\varnothing 6$ mm)

### 3.1.2 Moyens de contrôle

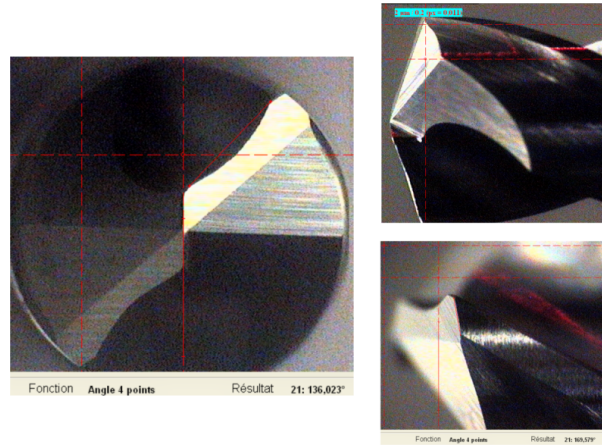
A partir du triptyque proposé précédemment (paragraphe 3.1), nous pouvons analyser les moyens de mesure. L'outil réel est toujours disponible, et il est possible de mesurer complètement sa micro et macro géométrie. En premier lieu, la forme globale de l'outil est analysée à partir de moyens de contrôle optiques. Ils permettent la vérification de la forme de l'outil, ainsi qu'une validation des cotes. La figure 3.3 illustre ce

### 3.1. GÉOMÉTRIE DES OUTILS COUPANTS

type de système, ainsi que des exemples de mesure, notamment de géométrie de pointe et d'affûtage. Les entités mesurées sur la figure 3.3b sont par exemple la géométrie de pointe, avec l'angle de pointe, la largeur de la première dépouille et l'angle de cette dépouille.



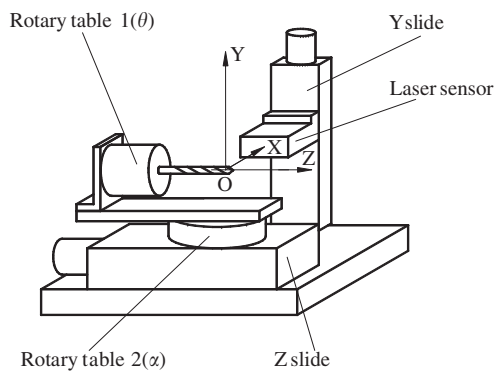
(a) Banc de contrôle optique (caméra et système de positionnement)



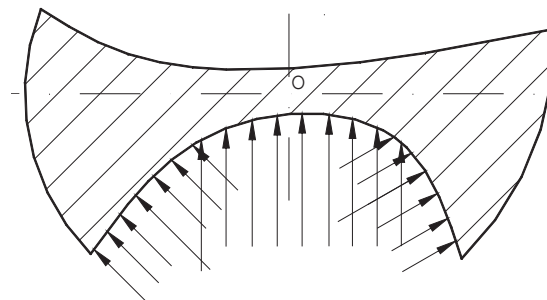
(b) Géométrie de l'outil par la caméra

FIGURE 3.3 – Contrôle optique des outils en cours de fabrication.

La goujure constitue également une entité, dont la géométrie est dictée par la trajectoire de la meule. Elle n'est donc que la résultante de la cinématique de la machine et de la géométrie de la meule utilisée. D'un point de vue macroscopique, la goujure est principalement définie par la largeur de lèvre, le diamètre de l'âme (ou diamètre de noyau), ainsi que la forme de la goujure (normalisée ou spécifique). La mesure directe du profil de goujure est réalisable par palpé ou à partir d'un balayage laser, comme le propose Peng dans (**Peng2007**) et illustré par la figure 3.4.



(a) Appareillage de mesure



(b) Principe du scanner laser

FIGURE 3.4 – Mesure de la section de l'outil par balayage laser (d'après (**Peng2007**)).

Il est aussi possible de mesurer directement la goujure complète en tronçonnant l'outil perpendiculairement à son axe. Cette technique est plus longue à mettre en oeuvre, et implique la destruction de l'outil, mais elle est également plus fiable. Les

barreaux sont positionnés de manière à réaliser la coupe à 5 mm de la pointe de l'outil. Une photo est prise de cette section d'outil, illustrée par la photo 3.5a. Un programme MatLab développé spécifiquement pour cette étude permet la détection automatique du contour de l'outil, comme l'illustre la figure 3.5b.

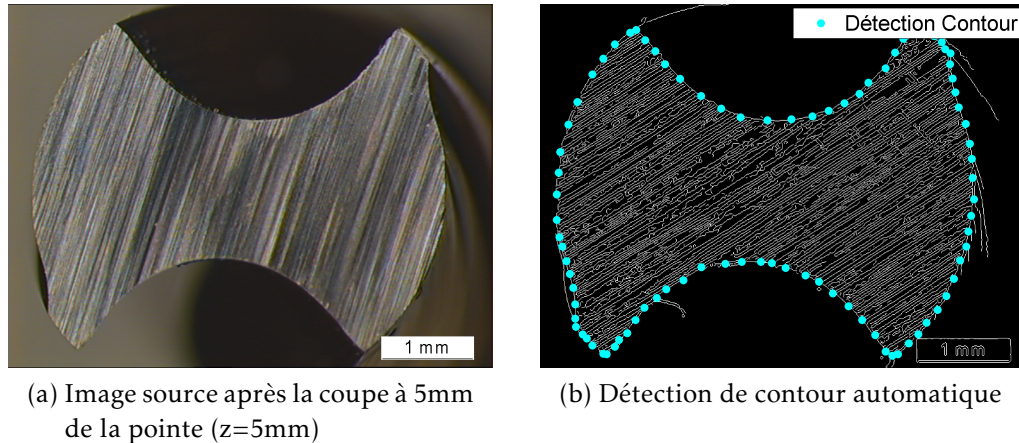


FIGURE 3.5 – Acquisition et traitement de la section de l'outil.

Grâce à ce système, il est possible de comparer diverses géométries de goujure. En premier lieu, un outil acier rapide (voir description en annexe A.1) présente une goujure plus ouverte (de type N dans ce cas) qu'un outil standard carbure (voir description en annexe A.3), comme l'illustre la figure 3.6a. Le diamètre de noyau et la largeur de lèvre sont réduits par rapport à un outil carbure de même diamètre. La forme de la goujure est directement impactée par la modification de ces deux paramètres, comme l'illustre la figure 3.6b. Bien que l'arête de coupe présente une forme similaire (les arêtes de coupe se situent sur l'axe vertical, pour  $x = 0$ ), l'outil avec un diamètre de noyau important présente une goujure plus fermée. Ceci est utilisé dans les forets pour faciliter la fragmentation du copeau. Il vient en effet s'enrouler dans la goujure, et se fragmente car il est contraint par le manque de place.

Enfin, dans le cas des outils longs, il est possible de jouer sur la géométrie de la goujure pour faciliter l'évacuation du copeau tout en ayant une bonne fragmentation. La figure 3.6c illustre ce phénomène. Pour une position axiale de 5mm de la pointe, il est nécessaire d'avoir un profil de goujure assez fermé pour forcer un enroulement du copeau dans la goujure. Avec un rayon de courbure faible, le copeau aura tendance à casser plus rapidement. En revanche, à 50mm de la pointe, la goujure doit présenter la plus grande section pour faciliter l'évacuation des copeaux. C'est pourquoi il apparaît une reprise de la goujure sur ce profil, qui va fortement réduire l'arrière de la lèvre ainsi que sa largeur, sans modifier le diamètre de noyau.

La géométrie globale de l'outil et la goujure étant défini, la dernière entité à mesurer est la pointe. C'est une mesure plus délicate, car le bout de l'outil est la résultante de nombreuses trajectoires de meule, et les surfaces la composant ont diverses orientations. Il existe néanmoins quelques techniques. Claudin propose dans sa thèse (Claudin2006) l'utilisation d'un montage spécifique de l'outil en combinaison avec un profilomètre à contact afin de palper la face en dépouille et de coupe. À partir du

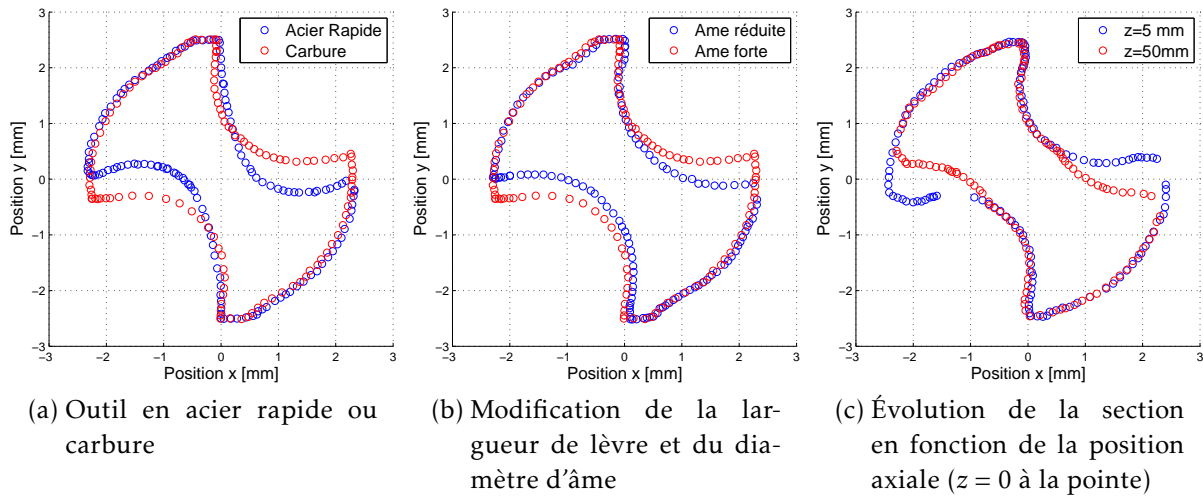


FIGURE 3.6 – Géométrie de la goujure de divers outils.

nuage de points, et avec un traitement CAO adapté, il reconstruit les surfaces, et peut donc faire les mesures adéquates sur un outil réel. Cette technique présente une mesure précise de la micro géométrie, et notamment de l'évolution des angles de coupe en fonction de la position radiale.

Des tests ont été menés avec deux systèmes de mesure sur outil réel. La première utilise la technique de plans focaux multiples, ou de profondeur de champ variable, proposé par la société Alprimage. Le résultat de cette acquisition par une caméra CCD haute résolution est présenté par la figure suivante 3.7a. Il apparaît que la géométrie obtenue est assez bruitée, alors que le positionnement de cette portion d'arête par rapport au référentiel global de l'outil est assez délicat. Néanmoins, elle donne accès à la géométrie locale de coupe assez facilement.

La deuxième repose sur un scanner laser monté sur une machine à mesurer tridimensionnelle (MMT). Elle donne accès à la géométrie globale de l'outil, mais s'avère trop peu précise, notamment car il est nécessaire d'effectuer plusieurs orientations d'outil pour le reconstituer totalement, comme le montre la figure suivante 3.7b. Cela génère des défauts de repositionnement, et l'arête de coupe, sur laquelle se base tous les plans de mesure, n'est pas clairement identifiable. Bien que séduisantes sur le papier, elles s'avèrent trop complexes à mettre en oeuvre, notamment dans le cas où il faut connaître la géométrie de nombreuses références d'outil.

Une nouvelle technique a émergée depuis quelques années, avec des bancs de contrôle optique automatisés. L'acquisition de la géométrie de l'outil est réalisée par des caméras hautes résolutions, que ce soit au niveau de la goujure ou de la pointe. L'outil est placé dans la machine, qui est muni d'au moins deux caméras orthogonales, comme le montre la figure 3.8. La première réalise les mesures *vue en bout* de l'outil, et la seconde les mesures *par le côté*. La caméra fait la mise au point sur une zone particulière de l'outil, et permet donc le calcul de la distance du point de l'outil qui est net (par la connaissance de la profondeur de champs). L'outil, en tournant, est balayé par la caméra, celle-ci faisant alors la mise au point sur chaque portion du foret. Ainsi, il est possible de connaître la distance entre la caméra et tous les points de l'outil. L'ap-



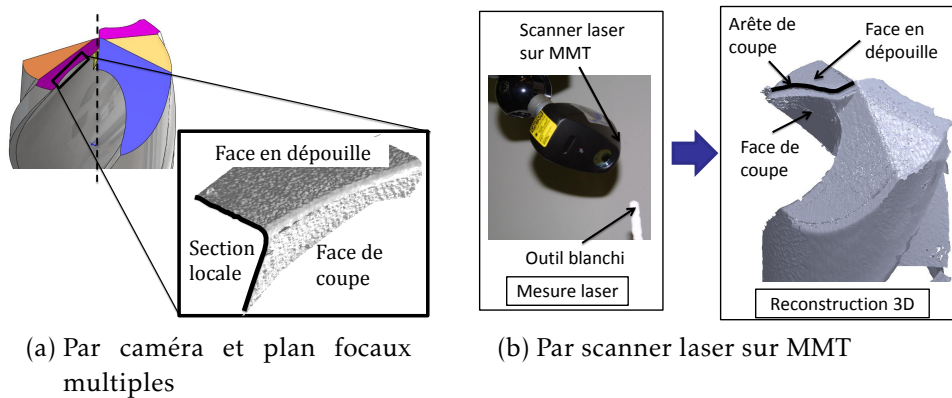


FIGURE 3.7 – Acquisition de la géométrie d'un outil réel.

pareil est donc capable de reconstituer un modèle géométrique en 3D de l'outil, et de réaliser des mesures sur ce modèle. C'est une technique fiable et reproductible, et qui permet surtout la mesure de surfaces complexes. L'erreur de mesure est de  $25\mu\text{m}$  sur les distances et de  $0.0025^\circ$  sur les angles.

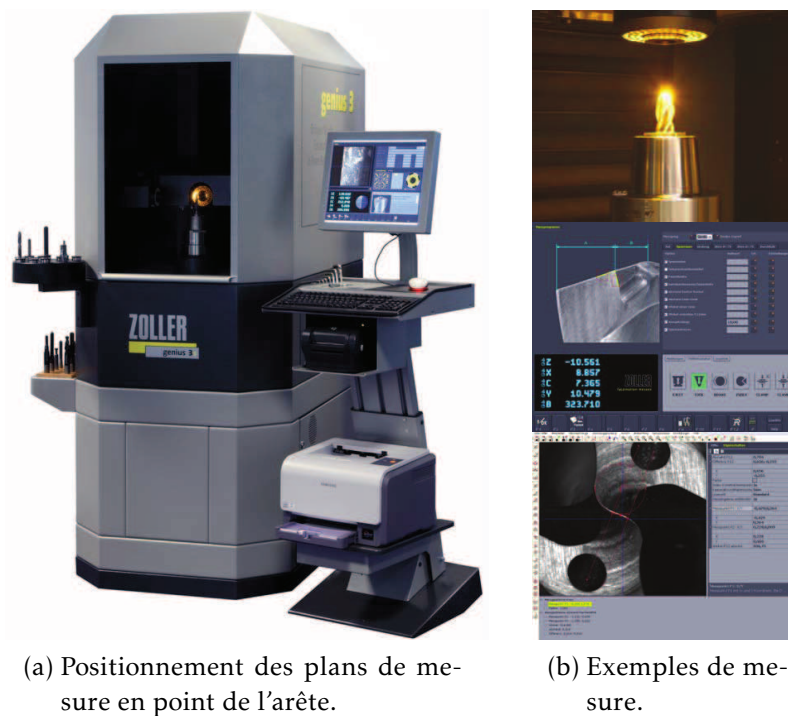


FIGURE 3.8 – Machine de contrôle automatique de géométrie par caméra multi focale (Zoller2008).

Les moyens de contrôle présentés jusqu'ici utilisent un outil réel comme source. Néanmoins, ce contrôle est réalisé en plusieurs passages, et avec diverses techniques (coûteuses en temps ou destructrices). Il est possible également de réaliser les mesures sur un modèle volumique informatique de l'outil s'il est disponible. L'avantage est de réaliser la mesure de l'outil directement, et permet d'accéder facilement à l'évolution de la géométrie de coupe en fonction de la position sur l'arête. De plus, lors de la me-



sure de l'outil réel, le référentiel de mesure n'est pas explicitement donné. Or, c'est seulement avec un cadre de mesure commun qu'il est possible de comparer objectivement les évolutions géométriques entre deux outils.

Sur un modèle volumique d'outil, il est possible de placer les plans du système de référence définis précédemment 3.1.1, avec un point particulier de l'arête comme centre de mesure. En parcourant toute la lèvre, il est possible de tracer l'évolution de cette géométrie d'arête en fonction du rayon de l'outil. La figure 3.9 illustre cette approche. Il faut noter que pour cet outil acier  $\varnothing 7$  (homothétique à l'outil 388 défini en annexe A.1), les valeurs mesurées au niveau du bec (pour un rayon de 3.5mm) sont bien celles données par le constructeur pour définir la géométrie globale de l'outil. Sur ce type d'outil, il est également connu que l'angle de coupe au centre est fortement négatif, alors que la direction d'arête est normale à l'axe de l'outil. Il faut noter que pour un rayon de 0.8mm, il apparaît un changement brutal sur toutes les courbes. Ceci correspond en réalité au point de sortie de la pointe, et donc au début de l'arête de coupe principale.

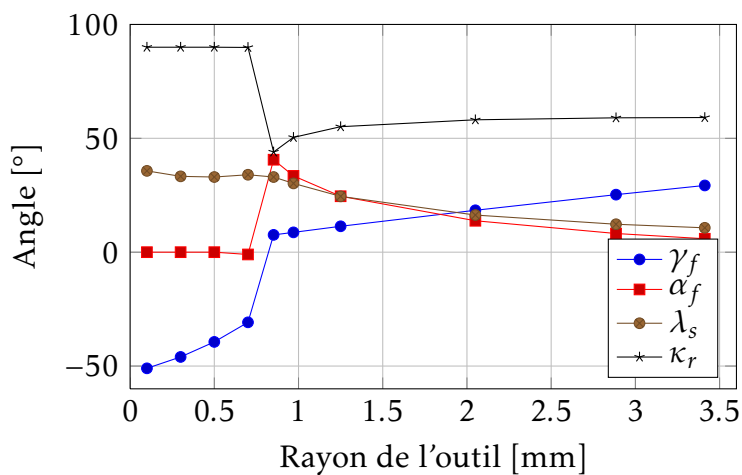


FIGURE 3.9 – Exemple de résultat de mesure sur un outil acier rapide sans amincissement  $\varnothing 7$ .

La mesure de la géométrie locale est donc possible sur ce modèle. Lorsque la source est un outil réel, la mesure de l'évolution de la géométrie avec le rayon est beaucoup plus délicate. Nous choisissons ici de coupler les deux approches pour obtenir d'une part les informations sur la géométrie locale de coupe avec le modèle volumique et d'autre part sur la géométrie de l'outil réel avec la technique optique multi focale présentée ci-avant. Les valeurs mesurées au niveau du bec servent alors de point de recalage. Avec cette approche, il n'est pas possible de tenir compte des contraintes de fabrication, qui jouent un rôle majeur dans la géométrie réelle de l'outil, comme nous allons le montrer par la suite.

## 3.2 Influence de la macro géométrie

Nous avons noté qu'au niveau de la fabrication et du contrôle des outils, il existait deux échelles d'analyse. Nous allons reprendre cette approche dans l'étude de la

conception d'outil adapté pour le PVAE. Guibert s'est principalement intéressé à la macro géométrie, et notamment sur le rôle de la dépouille. Nous proposons dans cette optique d'étendre l'analyse en tenant compte du diamètre de l'outil, de l'influence de la dépouille, ainsi que des problématiques spécifiques aux outils longs. Dans chacun des cas, nous étudions le domaine de vibration obtenu.

### 3.2.1 De la conicité des outils longs

Le passage d'un perçage court à un forage n'est pas anodin, comme il a été montré précédemment (voir figure 1.7, page 7). Certaines modifications doivent être apportées sur la géométrie de l'outil et sur la gamme de préparation du trou. Nous retenons un outil acier rapide pour cette étude. L'outil type 388 n'a pas été conçu en standard pour réaliser des trous d'une profondeur supérieure à 3 fois le diamètre.

Nous proposons ici de réaliser une étude sur la transposition des résultats de perçage court vers le perçage profond, et notamment d'identifier les points bloquants. Les précautions suivantes sont retenues pour assurer des résultats fiables :

- Préparation du trou de centrage d'une profondeur égale à une fois le diamètre, soit 5mm avec un outil 388 court.
- Utilisation de la lubrification externe basse pression pour limiter la température de l'outil.
- Modification de la conicité arrière du diamètre de l'outil.

Pour réaliser le centrage, nous retenons un outil ayant le même angle de pointe  $\delta$  (défini par la figure 1.2a, page 5) que l'outil long. De plus, pour éviter une dégradation des listels, la cote diamétrale de l'outil de centrage est légèrement plus grande. Les tolérances sur le diamètre sont donc définies pour éviter un recouvrement, comme l'illustre la figure 3.10.

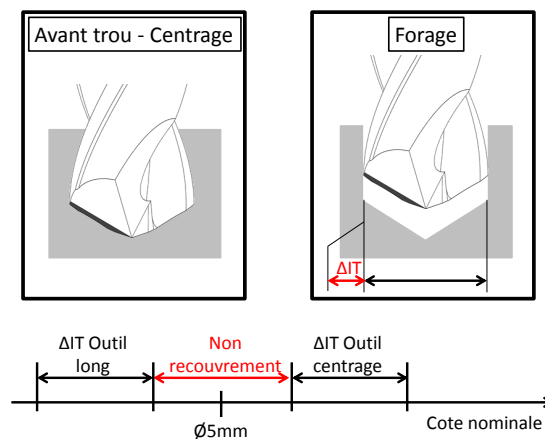


FIGURE 3.10 – Préparation de l'avant trou en forage : influence de la tolérance du diamètre.

La conicité sur l'outil est illustré par la figure suivante 3.11. Il existe deux conicités sur l'outil, soit au niveau du diamètre extérieur (diamètre à la pointe plus important), soit au niveau de l'âme (diamètre en bout plus faible). La conicité de l'âme reste constante dans notre cas (augmentation de 0.03mm sur 100 mm), et deux niveaux de

### 3.2. INFLUENCE DE LA MACRO GÉOMÉTRIE

conicité de diamètre sont testés, à 0.07 ou 0.2mm sur 100mm. Le but ici est de minimiser le frottement des listels, et donc le couple de torsion sur l'outil qui peut entraîner sa destruction.

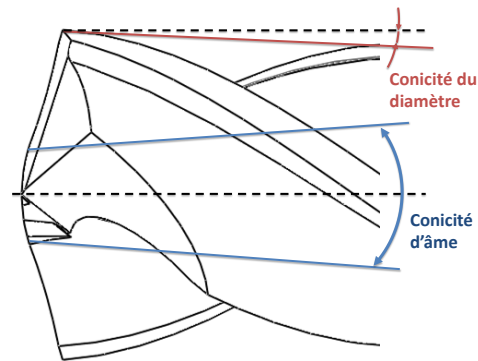


FIGURE 3.11 – Conicités sur un foret.

La figure suivante 3.12 illustre le domaine de vibration pour ces deux configurations. La masse est de 2.4kg et ressort de 300N.mm<sup>-1</sup>. Le matériau usiné est le 25CrMo4. L'outil avec la plus forte conicité présente un domaine plus restreint, notamment pour les faibles avances ou les hautes vitesses. Ceci est dû en fait à une rupture rapide des outils. L'augmentation de la conicité du diamètre implique une réduction de la section de la goujure de l'outil, et donc à un affaiblissement de ce dernier. L'outil est moins rigide et il apparaît une destruction par rupture de l'outil au niveau de la jonction entre la goujure et la queue de l'outil.

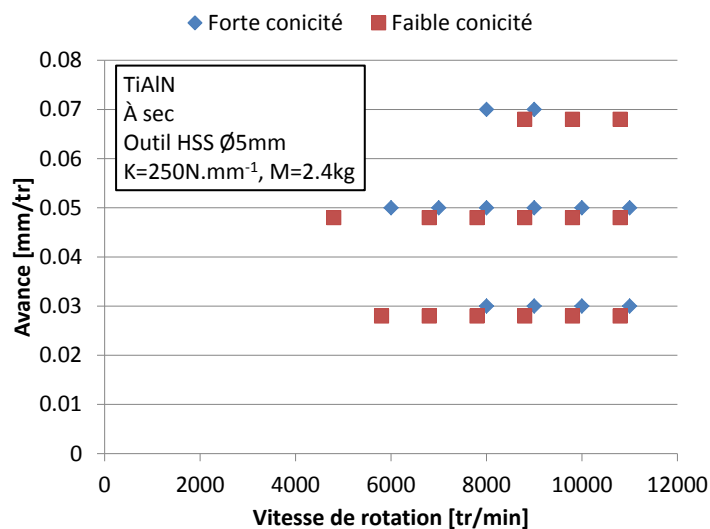


FIGURE 3.12 – Influence de la conicité sur le domaine de vibration, perçage dans le 25CrMo4 à sec.

D'autre part, si l'on s'intéresse à la longueur maximale atteignable, l'outil à plus forte conicité peut réaliser des trous de 14 fois le diamètre, contre 8 fois, notamment à cause du frottement du listel. Dans tous les cas, les outils ne peuvent pas réaliser plus de quelques trous, car la durée de perçage provoque un échauffement intense de l'outil malgré les sauts hors matière. L'outil est donc le plus souvent détruit par des

dégradations thermiques importantes. Il apparaît ici que la conicité de l'outil est un paramètre critique pour passer du perçage court au forage. Une conicité de diamètre importante permet de réaliser de trous profonds, mais

### 3.2.2 Diamètre du foret

Le diamètre de l'outil est un élément important pour définir la taille du domaine de vibration, comme il a été montré plus haut (paragraphe 2.1.2, et figure 2.6 page 48). Les informations données par la théorie des lobes restent néanmoins à prendre avec précaution, car il apparaît que l'augmentation du diamètre doit s'accompagner d'une augmentation de la vitesse de rotation (et donc une hausse importante de la vitesse de coupe) pour une même raideur. En revanche, l'augmentation de la masse permet de diminuer cette vitesse à iso raideur, et donc de compenser ce phénomène.

En plus du diamètre  $\varnothing 5$  utilisé jusqu'ici, nous retenons également un diamètre  $\varnothing 3$ ,  $\varnothing 7$  et  $\varnothing 9$  pour explorer le déplacement des lobes de stabilité pour le PVAE du 25CrMo4. Ces outils sont présentés sur la figure suivante 3.13. Ils sont géométriquement identiques, car théoriquement conçus par homothétie (par rapport à la géométrie donnée en annexe A.1).

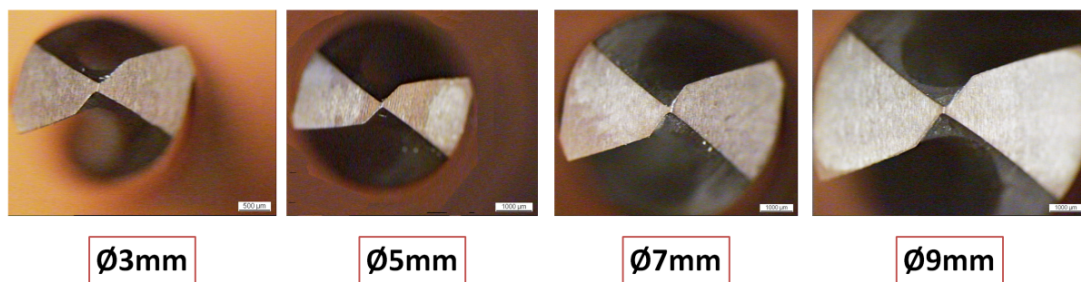


FIGURE 3.13 – Outils de la famille géométrique 388 Tivoly.

Nous choisissons une configuration du *POV* qui est acceptable pour les quatre diamètres, soit une masse  $3.4kg$  et  $450N.mm^{-1}$ . La figure 3.14 illustre les domaines de vibrations obtenus. Le  $\varnothing 5$  reste notre référence. Nous proposons d'étudier la forme des lobes par rapport à la vitesse de coupe qui est un paramètre plus significatif du comportement de coupe.

Il apparaît que les diamètres  $\varnothing 7$  et  $\varnothing 9$  offrent un domaine de vibration étendu, notamment pour les basses avances. ceci s'explique par l'apport d'énergie plus important sur ces outils. *A contrario*, le  $\varnothing 3$  a un domaine plus réduit, car la configuration dynamique ne permet pas d'exploiter efficacement le peu d'effort de poussé produit par cet outil, comme il a été identifié par une approche COM illustrée sur la figure 3.15a.

Il est intéressant de noter que les  $\varnothing 3$  et  $\varnothing 5$  ont des domaines proches, alors que les diamètres  $\varnothing 7$  et  $\varnothing 9$  sont bdécalé pour les basses vitesses de rotation, comme le montre la figure 3.14a. En fonction de la vitesse de coupe, il existe une hiérarchie, la vitesse de coupe la plus importante est pour l'outil  $\varnothing 9$ . Il permet les vibrations jusqu'à une vitesse de coupe de  $200m.min^{-1}$ , qui est plus de 6 fois supérieure à la vitesse en perçage conventionnel.

### 3.2. INFLUENCE DE LA MACRO GÉOMÉTRIE

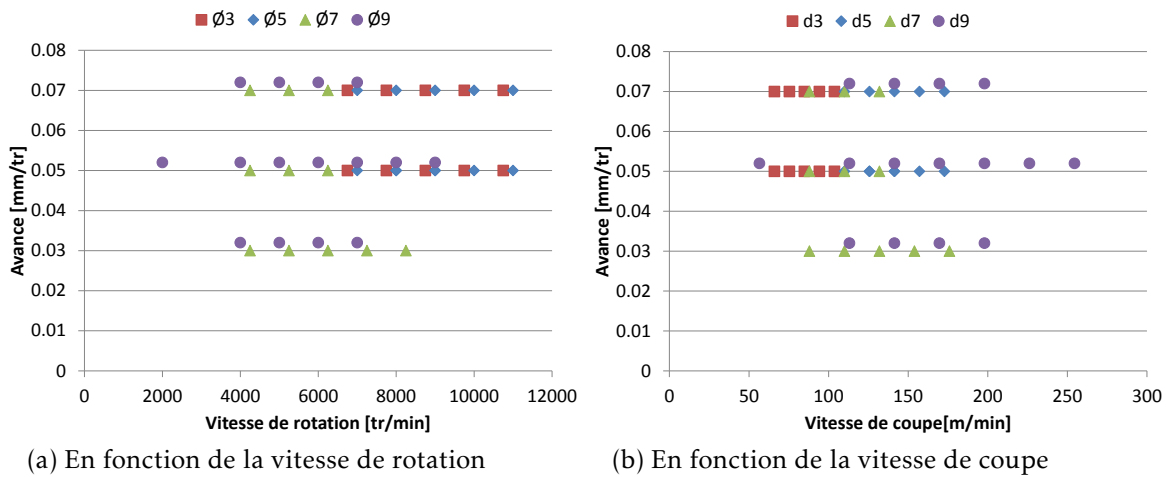


FIGURE 3.14 – Domaine de vibration en fonction du diamètre dans le 25CrMo4 ( $M=3.4kg$ ,  $K=450N.mm^{-1}$ ).

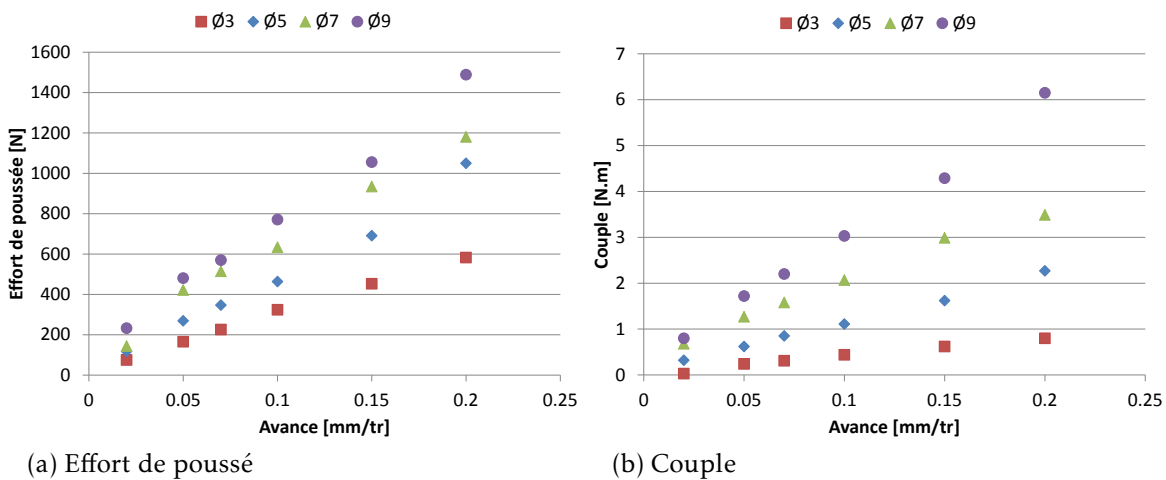


FIGURE 3.15 – Evolution de l'effort et du couple en fonction de l'avance et du diamètre dans le 25CrMo4.

L'étude du déplacement du domaine de vibration en fonction du diamètre n'est pas aussi directe que le laisse penser la théorie. Il existe effectivement un lien entre le diamètre et la taille du domaine de vibration. Mais il est difficile de conclure directement, notamment de proposer une méthode générale de correction des paramètres opératoires en fonction du diamètre (connaissant une configuration de référence) assurant l'obtention d'un nouveau domaine de vibration. D'autre part, ces résultats sont contradictoires avec la théorie des lobes, notamment car les outils de plus gros diamètres ont globalement un domaine de vibrations décalé vers les basses vitesses de rotation.

#### 3.2.3 Rôle de la dépouille

Guibert avait identifié (Guibert2006b) la dépouille comme un élément géométrique influent notamment sur les problématiques liées au talonnage et donc à l'amortissement de coupe. La figure 3.16 illustre la géométrie de l'outil ainsi que le domaine

de vibration obtenu. Il apparaît alors qu'un angle de dépouille trop faible conduit à la disparition des vibrations, et Guibert conclue qu'il joue le rôle d'un amortisseur. Il en déduit que plus l'angle en dépouille de l'outil sera important, plus le talonnage sera limité, entraînant une zone de vibration plus large. Bondarenko (**Bondarenko2009**; **Bondarenko2010**) a montré que ce talonnage pouvait être vu comme un élément stabilisant dans le PVAE. Il participe en effet pour partie à l'effort de pénétration, en générant un effort lié à l'indentation du matériau. Il a mis en place un modèle d'effort complémentaire lié à ce talonnage, basé sur l'approche de l'arête de coupe virtuelle proposé par Paris (**Paris2008b**).

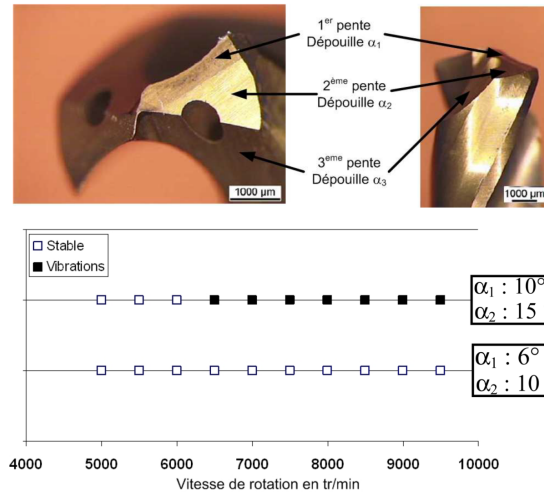


FIGURE 3.16 – Influence de l'angle de dépouille sur le domaine de vibrations,  $K = 250 N \cdot mm^{-1}$ ,  $M = 2.5 kg$ ,  $f = 0.05 mm \cdot tr^{-1}$  (adapté de (**Guibert2008**)).

Plus que l'angle de dépouille, c'est la position de la dépouille par rapport au centre qui est importante. Nous proposons donc une modification de la forme de la première dépouille, de manière à limiter le talonnage, et donc l'amortissement des vibrations. Au lieu de jouer sur l'angle de la dépouille, on modifie la largeur, en procédant à un alignement des dépouilles, illustré par la figure 3.17. Ainsi, la zone de talonnage possible est réduite, alors que le centre de l'outil, où se déroule les phénomènes d'indentation ou extrusion, est aussi affecté. L'espace au centre où apparaît un blocage de la matière se trouve réduit par cette modification. Ainsi, la modification de la dépouille va influencer sur le talonnage d'une part, et sur l'effort d'indentation au centre d'autre part.

Le graphique 3.18 illustre le domaine de vibration obtenu pour deux outils carbure revêtu TiAlN  $\varnothing 5$  ayant des géométries proches (définition complète en annexe A.3), mais se différenciant sur l'alignement des dépouilles. Un outil avec les dépouilles alignées présente un domaine sensiblement plus large, à iso réglage dynamique ( $M = 3.2 kg$ ,  $K = 400 N \cdot mm^{-1}$ ) dans un acier 35MnV7 à sec. C'est notamment pour les fortes avances que l'outil avec les dépouilles alignées conduit à une performance supérieure.

La figure suivante compare les efforts sur 5 tours d'outil dans le cas d'un outil avec dépouille alignée 3.19a ou standard 3.19b, pour une vitesse de rotation de  $9000 tr \cdot min^{-1}$  et une avance de  $0.1 mm \cdot tr^{-1}$ . Dans les deux cas, la fréquence de vibration est constante à  $1.48 vib \cdot tr^{-1}$ . Dans le cas de la dépouille standard, l'effort moyen reste stable à  $550 N$ , alors que l'effort pic est plus important.

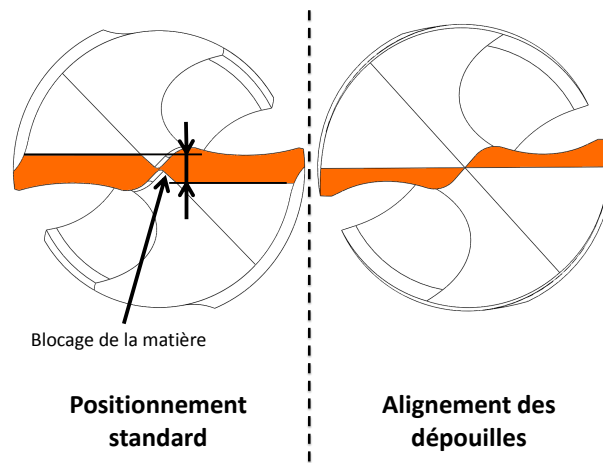


FIGURE 3.17 – Illustration de l’alignement de la première dépeuille.

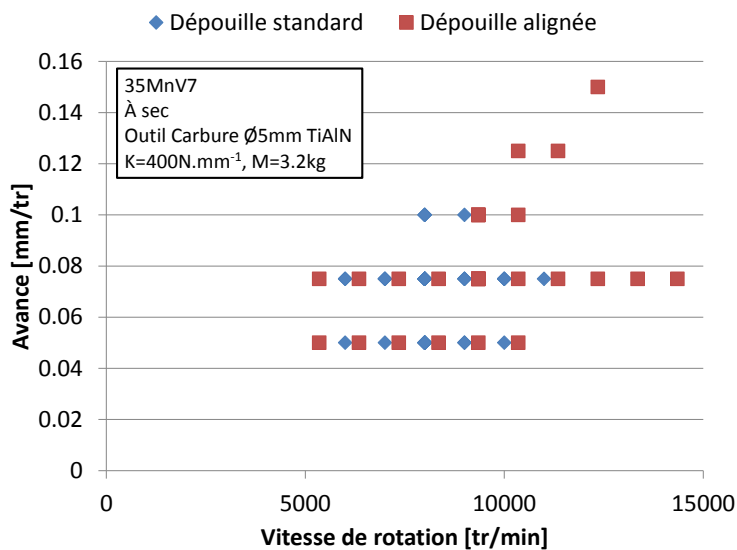


FIGURE 3.18 – Influence de l’alignement des dépeuilles sur le domaine de vibration.

Bondarenko a montré (Bondarenko2009 ; Bondarenko2010) que le talonnage était visible sur l’effort durant la phase de pénétration, et donc sur le pic d’effort en début de perçage. Dans notre cas, le pic d’effort avec l’outil à dépeuille standard génère près de 250N d’effort supplémentaire (alors que le couple reste constant). Sur la deuxième partie de l’effort de poussée, correspondant à l’effort lié à la coupe de la matière, l’effort est en revanche similaire. La figure 3.20 illustre ces deux phases dans l’effort de poussée total. L’alignement des dépeuilles conduit à une diminution de l’effort total de poussée, et notamment du pic d’effort lié au talonnage.

Le talonnage est nécessaire car il stabilise les vibrations, mais dans les cas extrêmes, il peut aussi amortir totalement la vibration en générant un effort d’indentation trop important par rapport à l’effort lié à la coupe. L’effort lié à la coupe est lié à la géométrie de l’arête de coupe (angle de coupe, préparation d’arête), alors que l’effort d’indentation ou talonnage est lié à la forme de la dépeuille et au diamètre de l’âme. C’est en jouant sur ces paramètres géométriques qu’il est possible de modifier le ratio d’effort entre la part venant de la coupe, et la part venant de l’indentation de la matière.

Ceci s’explique par les phénomènes se déroulant au centre de l’outil. En alignant



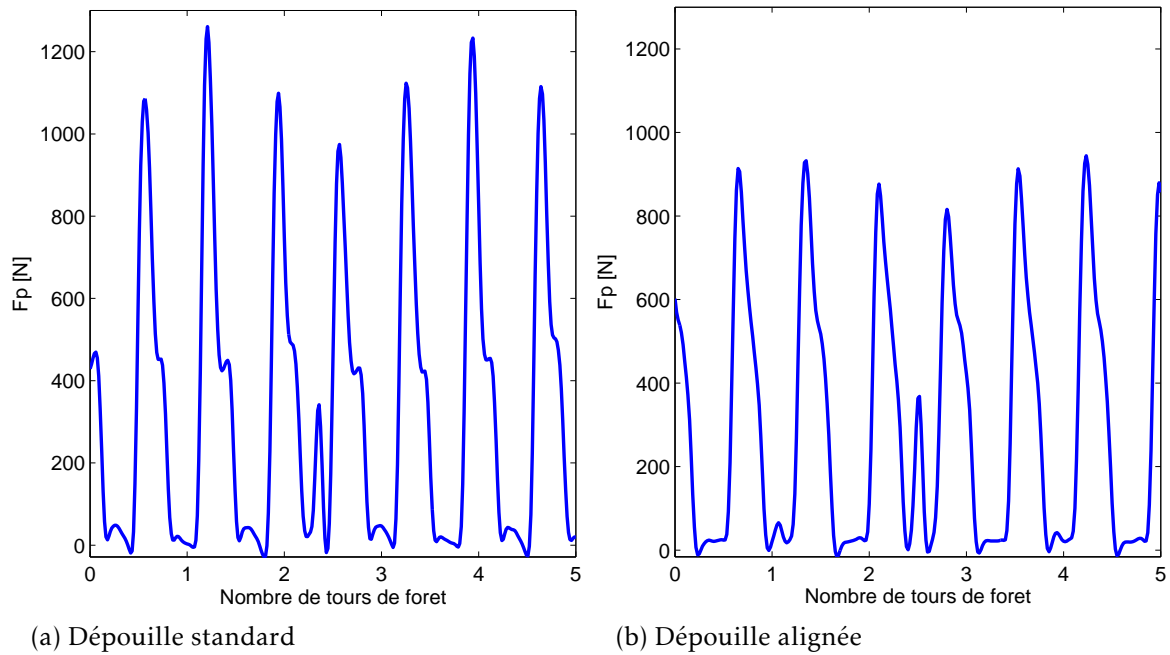


FIGURE 3.19 – Influence de la dépouille sur l’effort pour 5 tours d’outil,  $N=9000tr.min^{-1}$ ,  $f=0.1mm.tr^{-1}$ .

les dépouilles, on en modifie également la largeur. La portion de la dépouille *en arrière* du centre outil est donc face à la partie centrale de l’autre arête de coupe. Ceci génère un talonnage important, particulièrement sensible lorsque l’avance augmente, car la matière est fortement contrainte lors de son écoulement. Les vibrations vont donc être amorties très rapidement dans le cas de dépouilles non alignées. Plus que l’angle de dépouille, c’est son positionnement qui va influencer sur le talonnage et donc l’amortissement des vibrations.

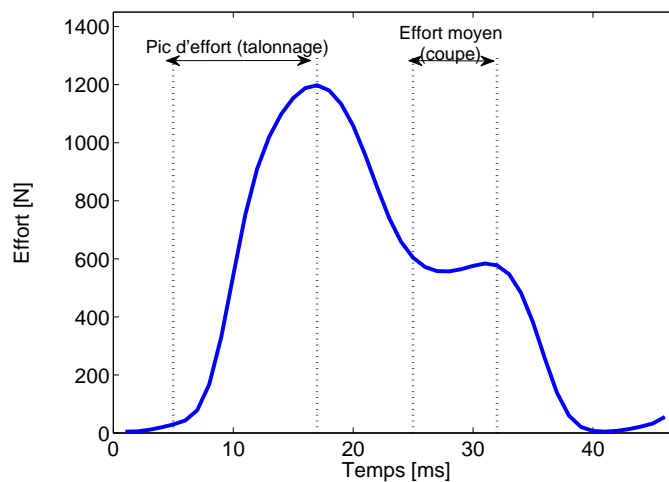


FIGURE 3.20 – Pic d’effort lié au talonnage et effort lié à la coupe sur une vibration axiale.



### 3.3 Analyse du comportement mésoscopique

Les résultats précédents ont montré que la macro géométrie de l'outil impliquait des modifications majeures dans le domaine de vibration possible. Néanmoins, tous les phénomènes observés ne sont pas explicables par une simple analyse macroscopique. C'est pourquoi nous allons prendre en compte la deuxième échelle de mesure mise en avant lors de l'étude de la fabrication des outils. Notamment, le rôle du revêtement est mis en avant, et une étude tribologique est proposée pour identifier les caractéristiques de l'interface pertinente dans la performance du PVAE. Cette approche doit néanmoins être complétée par une analyse du comportement du matériau percé, qui pilote l'énergie qui va être utilisée pour générer la vibration. En complément du revêtement, le substrat doit être choisi avec soin, notamment pour limiter les phénomènes d'usure et de rupture brutale liées au talonnage. Enfin, la préparation d'arête adaptée permet d'optimiser la durée de vie, mais aussi d'assurer un fonctionnement fiable de la technologie, en modifiant le rapport entre le couple et l'effort de pénétration.

#### 3.3.1 Influence du frottement

Guibert a montré que le revêtement de l'outil avait un impact sur le domaine de vibration (illustré précédemment par le graphique 1.31, page 31). Il avait notamment identifié l'aspect limitant d'un choix mal adapté. Un outil non revêtu présentait ainsi un domaine de fonctionnement fortement réduit dans un acier martensitique. De plus, un dépôt TiN offrait un domaine plus large, mais néanmoins inférieur à celui possible avec un outil revêtu TiAlN. Le dépôt possède des caractéristiques de frottement qui lui sont propres, comme par exemple le coefficient de frottement, ou l'adhésion de l'acier sur l'outil. Ces deux paramètres vont donc modifier l'amortissement lié d'une part à la coupe (frottement du copeau sur la face de coupe par exemple) et d'autre part au contact listel paroi du trou. Il faut donc identifier la source de cet amortissement, afin de définir un revêtement adapté au perçage vibratoire.

##### 3.3.1.1 Tribologie de la coupe

La tribologie est la science qui s'intéresse au contact entre les corps, et recouvre les domaines du frottement, de la lubrification et de l'usure. Dans le cas de l'usinage, il apparaît au moins 2 zones où le contact est une composante importante. Les zones de cisaillement secondaire ZCS et tertiaire ZCT, comme représentées sur la figure 3.21, sont les interfaces entre l'outil et le copeau d'une part, et l'outil et la surface de la pièce nouvellement générée d'autre part. De nombreuses études ont montré que les conditions de contact dans ces deux zones sont extrêmes. Trent (**Trent2000**) et Stephenson (**Stephenson2005**) rapportent que la coupe induit des chargements thermiques et mécaniques importants, les températures allant de 500 à plus de 1000°, les pressions de contact jusqu'à 3GPa, et vitesse de frottement de 0 à plus de 800m.min<sup>-1</sup>. D'autre part, la typologie du contact lors de l'usinage peut être assimilée à un *tribo système ouvert*, comme le définit Zambelli (**Zambelli1998**), c'est-à-dire que l'outil frotte toujours sur une surface *neuve* que se soit le copeau ou la nouvelle surface de la pièce. Il existe

globalement deux méthodes pour identifier le comportement de l'interface lors de la coupe, les essais en usinage, et les essais tribologiques purs.

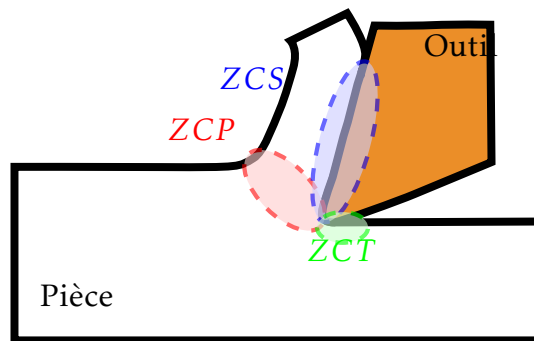


FIGURE 3.21 – Illustration des zones de cisaillement en coupe.

En premier lieu, les essais lors de l'usinage utilisent le relevé des efforts, et l'analyse après essais de la pièce et de l'outil. Fromentin propose par exemple dans le cas du filetage (**Fromentin2010**) de mesurer l'influence du lubrifiant, et principalement des additifs de celui-ci sur les propriétés de friction et de diffusion. Harris utilise des essais de perçage (**Harris2003** ; **Harris2003a**) pour identifier la résistance à l'usure de divers revêtements multicouches avec gradient de composition, avec notamment l'influence du taux de Chrome dans une base TiAlN. Ezugwu (**Ezugwu2001**) réalise des essais de coupe interrompus et corrèle la durée de vie de l'outil et les modes de dégradations avec les caractéristiques du revêtement. Enfin, Grzesik introduit dans (**Grzesik2008**) l'utilisation d'un essai de coupe orthogonale avec mesure d'effort et de température par caméra thermique pour identifier le comportement tribologique lors de la coupe de la fonte nodulaire. Ces méthodes assurent des conditions d'essais cohérentes. En revanche, les efforts de coupe macroscopiques du procédé ne permettent pas de conclure quantitativement sur les phénomènes locaux de friction, que se soit le coefficient de frottement ou de partage de chaleur le long de l'interface.

### 3.3.1.2 Tribomètre pour l'usinage

Il est donc indispensable pour modéliser finement le frottement de prendre en compte ces variations de conditions de frottement (vitesse de glissement, pression de contact). Zemzemi a développé lors de sa thèse (**Zemzemi2007** ; **Zemzemi2008**) un tribomètre spécial ouvert, adapté au cas de l'usinage, avec la possibilité de régler la configuration de glissement, et qui permet d'extraire le coefficient de frottement apparent, ainsi que la répartition de la chaleur. Ainsi, ce tribomètre utilise une barre du matériau à tester, et un pion carbure revêtu. Le porte pion est instrumenté pour mesurer le flux de chaleur passant à travers le pion, alors qu'il est monté sur un dynamomètre à 3 composantes pour calculer le coefficient de frottement apparent par le rapport de l'effort normal et tangentiel. Ce tribomètre est utilisé à l'ENISE, et a permis de montrer que le frottement dépendait fortement de la vitesse de glissement, comme le montre les graphiques 3.22.

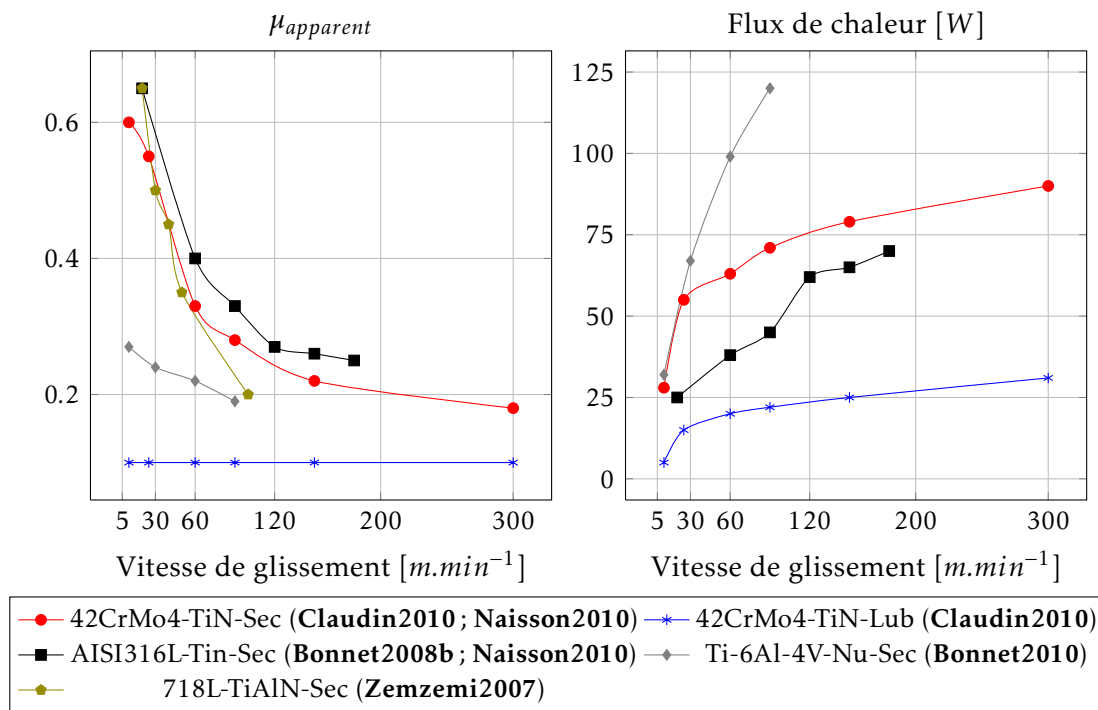


FIGURE 3.22 – Exemple d'évolution du frottement en fonction du matériau, du revêtement et de la vitesse de glissement (d'après (Zemzemi2007; Bonnet2008b; Claudin2010; Bonnet2010; Naisson2010)).

Claudin a développé une évolution de ce tribomètre (Claudin2008a) présentée sur la figure 3.23, permettant d'atteindre des plus hautes vitesses de glissement, ainsi qu'une plus grande rigidité, fiabilisant ainsi les mesures. Il montre dans le même article l'influence du revêtement, de la pression de contact ainsi que de la vitesse de glissement sur un acier 42CrMo4 à 290HB sur le coefficient de frottement, de partage de chaleur et l'adhésion résiduelle sur le pion. Rech dans (Rech2009) montre que le couplage de ces essais avec un dépouillement numérique de l'essai de frottement dans le cas de l'acier type C45 à 190HB avec des pions TiN apporte une connaissance plus fine des conditions de frottement interfaciales, notamment sur la vitesse de glissement locale ainsi que la pression et l'aire de contact. Ce type de couplage a également été entrepris par Bonnet dans (Bonnet2008) dans le cas d'un acier inoxydable AISI316L avec des pions TiN et montre une sensibilité de ce type de matériau aussi bien à la vitesse qu'à la pression de contact. Claudin a montré dans (Claudin2010) l'influence de la lubrification, aussi bien le mode (MQL, aspersion, bain d'huile) que la nature du lubrifiant (huile entière, végétale, émulsion), et notamment la capacité du film de lubrifiant à rester dans le contact après l'arrêt de la lubrification. Il apparaît de plus que le matériau, ainsi que le revêtement à une influence directe sur les caractéristiques du frottement dans le cas des alliages inoxydables (Naisson2010).

Bonnet introduit également dans son article (Bonnet2008) une méthode d'estimation des conditions de glissement à étudier pour simuler la tribologie de la coupe. Pour cela, il utilise un modèle numérique sous Abaqus de la coupe orthogonal en 2D ALE, avec un frottement contact en première approche. Il extrait l'évolution de la pression

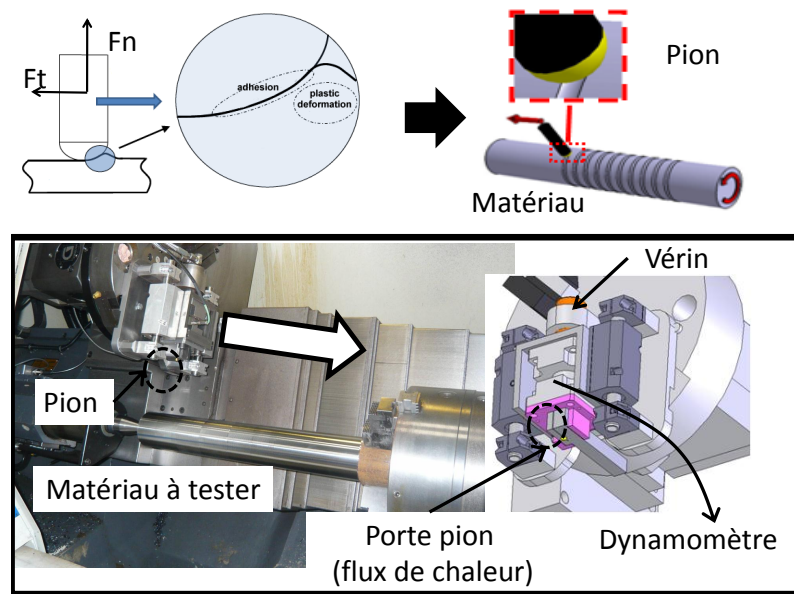


FIGURE 3.23 – Tribomètre pour l'usinage de l'ENISE.

de contact et de la vitesse de glissement autour du rayon d'arête de l'outil, et mesure des pressions de l'ordre de 2 GPa et des vitesses de défilement de plusieurs mètres par seconde. De plus, il apparaît que ces conditions de frottement évoluent également le long de l'arête, et que cette variation doit être prise en compte lors des essais de frottement, comme l'illustre la figure 3.24. Cela confirme également les hypothèses de Trent (Trent2000), et montre l'importance de mener des essais de frottement à basse vitesse et haute pression pour modéliser le comportement de la matière autour de l'arête de l'outil.

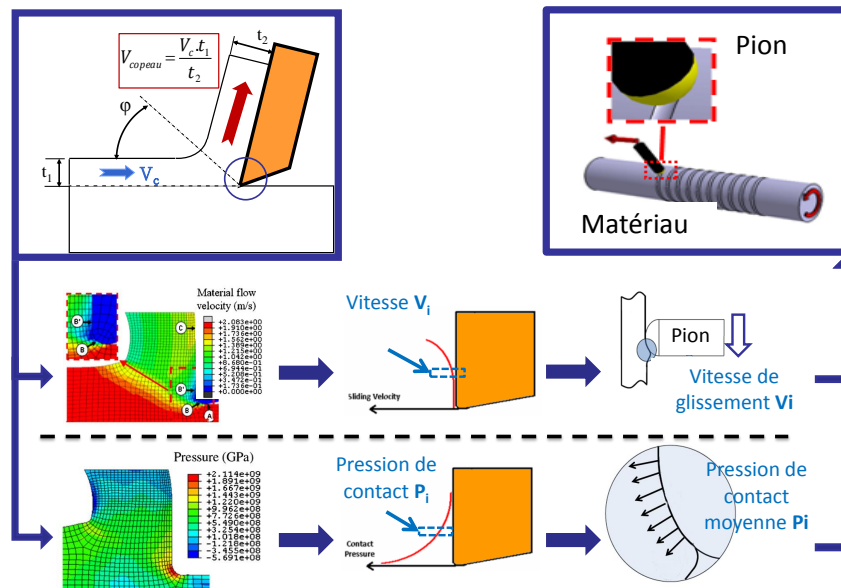


FIGURE 3.24 – Identification des conditions de frottement à partir de simulation de coupe (d'après (Bonnet2008 ; Naisson2010)).

Il faut également noter que ces études peuvent être intégrées dans des modélisations numériques de l'usinage, comme l'a montré Valiorgue dans sa thèse (Valiorgue

2008). L'ajout d'un coefficient de frottement variable dans la modélisation permet de décrire plus correctement l'usinage, et notamment ces conséquences, comme par exemple l'état de contrainte résiduelle (Valiorgue2007).

#### 3.3.1.3 Caractérisation du frottement

Le choix du revêtement est donc critique sur la performance du perçage vibratoire. En effet, il limite le domaine de fonctionnement ainsi que la durée de vie. La caractérisation du frottement est donc primordiale dans notre étude. Le tribomètre présenté précédemment apporte une solution pour la caractérisation des phénomènes d'interface, en les découplant des problématiques liées à la coupe. De plus, cette étude qualifie le comportement d'un couple revêtement matériau, et est donc applicable pour divers usinages, comme le perçage dans notre cas, mais aussi pour la coupe en général.

L'identification des conditions d'essais est la première étape de cette étude. Comme nous l'avons vu précédemment, les problèmes liés au frottement se situent au niveau des listels et de la face de dépouille et de coupe. Or les configurations de glissement dans ces zones sont très différentes, comme a pu le noter Bonnet (Bonnet2010). Les listels sont soumis à des hautes vitesses de glissement, et faible pression de contact, alors que la vitesse varie le long de l'arête de coupe, avec des pressions de contact importantes. Nous avons choisi en première approche de retenir la configuration de frottement au niveau de la zone de coupe, car c'est la plus contraignante pour la problématique d'évacuation du copeau par exemple. Ainsi, la pression est fixée par un diamètre de pion de  $\varnothing 9$  et un effort normal de 1000N sur le tribomètre présenté précédemment.

Nous mesurons les efforts normaux et tangentiels 3.25a ainsi que la surface de matière restante sur le pion à la fin de l'essai 3.25b. Nous retenons trois vitesses de glissement,  $20m.min^{-1}$ ,  $60m.min^{-1}$  et  $180m.min^{-1}$ , pour représenter le champ de vitesse le long de l'arête, compatible avec les vitesses de coupe en PVAE. Nous retenons dans ce cas le 25CrMo4 précédemment utilisé 3.3.1.4, ainsi que les revêtements TiN, AlTiN, TiAlN (utilisé par Guibert, fournit par Oerlikon) et AlTiCN (nom commercial respectifs : *Beta*, *AlTiN Nano*, *Universal*, *Variantic*). Ces trois dépôts sont réalisés avec la technique PVD par la société Thermiplatin, alors que pour chaque configuration, on triple les essais.

A partir de ces essais, nous obtenons les graphiques suivants, illustrant le coefficient de frottement 3.26a et la surface d'adhésion sur le pion après l'essai 3.26b..

En premier lieu, il faut noter une décroissance du coefficient de frottement avec la vitesse de glissement. A partir d'une vitesse de  $60m.min^{-1}$ , les valeurs de coefficients de frottement sont proches. En revanche, des différences apparaissent à basse vitesse. L'AlTiN présente le frottement le plus important, alors que le TiN est le plus faible.

Pour l'adhésion résiduelle sur le pion, il faut noter que l'AlTiN présente un comportement très stable quelle que soit la vitesse de glissement, alors que les autres revêtements montrent une augmentation sensible de la surface collée pour la vitesse de  $60m.min^{-1}$ . Ainsi, le meilleur revêtement dans le cas du frottement dans l'acier semble être l'AlTiN, car il limite l'adhésion à basse vitesse.

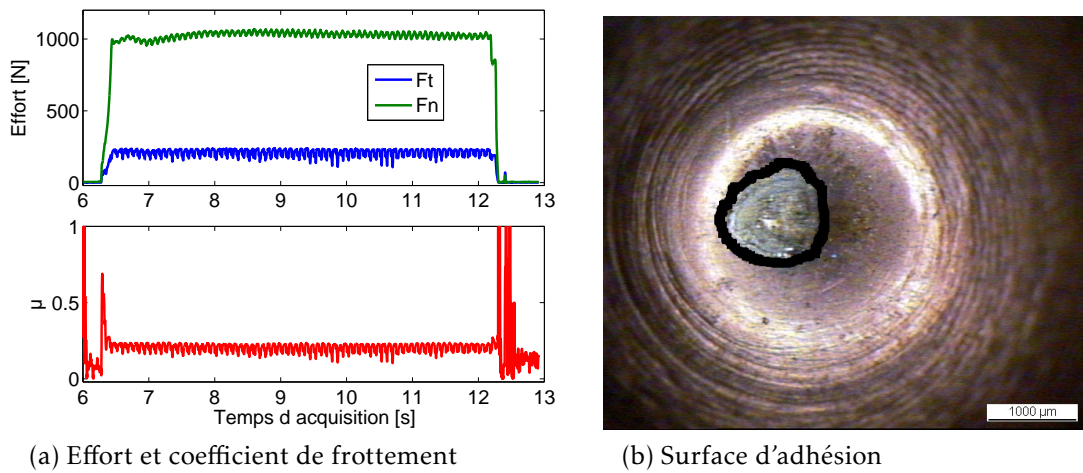


FIGURE 3.25 – Données extraites d'un essai de frottement, 25CrMo4, TiAlN, 180m.min<sup>-1</sup>.

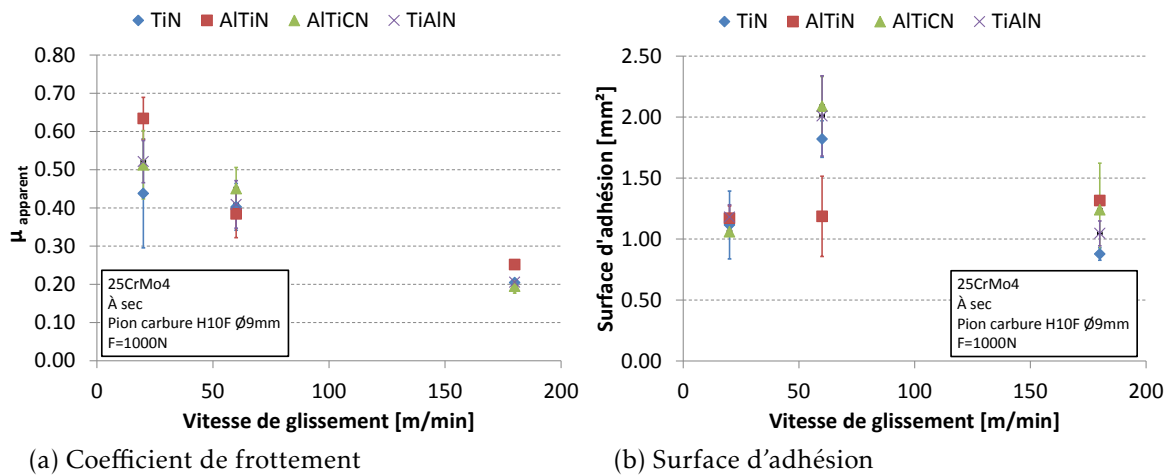


FIGURE 3.26 – Evolution des caractéristiques de frottement pour le 25CrMo4 pour les quatre revêtements.

### 3.3.1.4 Impact limitant du revêtement sur le domaine de vibration

Nous avons appliqué ces revêtements sur des outils HSS 388, dont la géométrie et le substrat restent fixes (la définition est donnée en annexe A.1). La configuration de masse et ressort est fixée à  $300N.mm^{-1}$  et  $2.4kg$ . Les essais sont réalisés sans lubrification. Le but est de montrer l'impact limitant du revêtement sur le domaine de fonctionnement.

La figure 3.27 illustre l'influence de ces trois revêtements sur le domaine de fonctionnement. L'AlTiN permet le domaine vibratoire le plus large, alors que l'AlTiCN est plus performant à forte avance. Il semble malgré tout que le perçage vibratoire soit assez sensible au revêtement utilisé, et qu'il existe un lien entre le comportement tribologique et le domaine de vibration. Enfin, il existe un domaine vibratoire commun pour tous les revêtements, pour lequel un essai de durée de vie a pu être conduit.

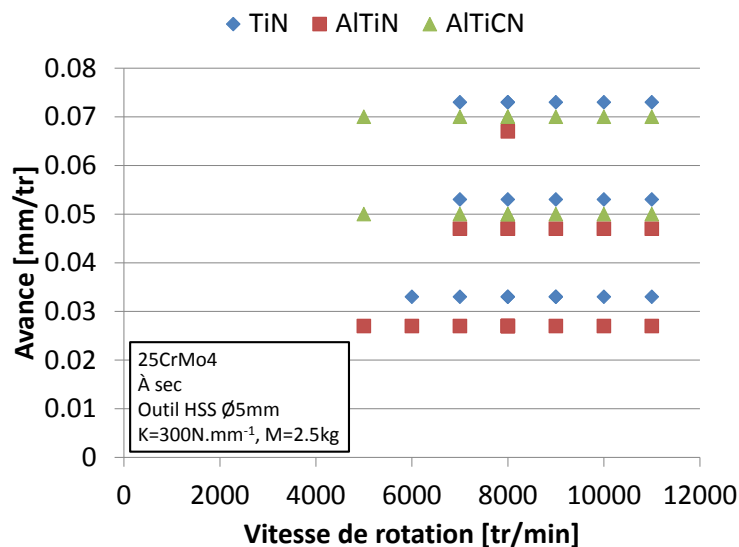


FIGURE 3.27 – Domaines de vibration pour les trois revêtements dans le 25CrMo4.

Concernant la durée de vie, le revêtement joue ici encore un rôle majeur. Le critère d'arrêt de l'essai est la destruction de l'outil. En effet, le choix adéquat du revêtement permet une augmentation de 200% de la longueur percée cumulée, comme le montre le graphique suivant 3.28. L'AlTiN présente là encore une meilleure performance, notamment par rapport à la référence TiN.

Le revêtement a un rôle majeur sur au moins deux axes, à savoir la taille du domaine de fonctionnement ainsi que la performance de l'outil (durée de vie). Le frottement à basse vitesse explique la réduction du domaine de fonctionnement dans le cas de l'AlTiN et AlTiCN par rapport au TiN. Les basses vitesses de frottement se trouvent à proximité de l'arête (face de coupe ou de dépouille), ainsi qu'au niveau du centre de l'outil. C'est donc les problématiques d'écoulement de la matière au centre de l'outil, ainsi que la formation du copeau qui vont engendrer l'amortissement le plus néfaste à la performance du PVAE. Le choix de revêtement est donc basé dans ce cas sur une minimisation du coefficient de frottement à basse vitesse.

En revanche, pour la problématique de durée de vie, c'est l'aspect collage qui est critique. Dans le cas du perçage profond, le temps d'usinage entraîne une augmenta-



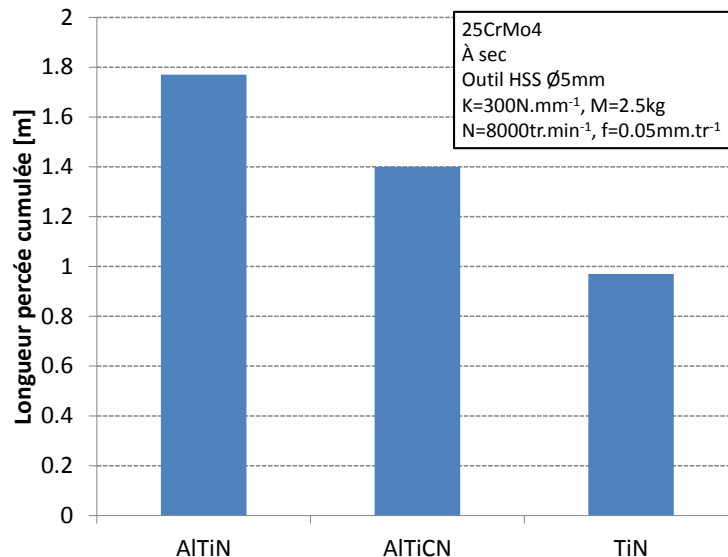


FIGURE 3.28 – Durée de vie pour les trois revêtements retenus (longueur percée cumulée).

tion de la température ainsi que du volume de copeau à extraire de la zone de coupe. Or dans ce cas, c'est l'AlTiN qui présente l'adhésion la plus faible sur toute la plage de vitesse. De plus, il a été montré plus haut que c'est ce revêtement qui permet la meilleure durée de vie. Le dimensionnement d'un revêtement pour sa tenue dans le temps va donc être piloté par les phénomènes d'adhésion.

Dans ce cas de figure, il apparaît que le revêtement pilote la performance du PVAE par deux caractéristiques, le coefficient de frottement à basse vitesse, et la limitation de l'adhésion. Pour la taille du domaine de vibration, le TiN présente le meilleur profil, alors que l'AlTiN est favorable pour la durée de vie. L'AlTiCN présenterait un compromis intéressant, car il offre un domaine assez large (mais seulement pour les avances importantes) et une durée de vie médiane.

### 3.3.1.5 Influence du matériau usiné

Nous avons appliqué cette même démarche pour les aciers mi-durs 42CrMo4 (traité à 300Hb) et un acier doux C45U (dureté voisine de 190Hb). Le domaine de vibration est donné par la figure suivante 3.29. Le C45U n'apparaît pas car il n'est pas possible d'obtenir des vibrations dans cette nuance, avec la configuration de masse raideur retenu ( $300N.mm^{-1}$  et  $2.4kg$ ), et l'outil  $\varnothing 5$  et revêtement TiAlN.

Par la même analyse que précédemment, il est possible d'identifier les caractéristiques d'interface pour ces trois matériaux. Le coefficient de frottement 3.30a et la surface de matériau restant collée 3.30b. Le C45U présente un coefficient de frottement plus important à haute vitesse, et une adhésion résiduelle sensiblement plus élevée sur toute la plage de vitesse étudiée. Le 42CrMo4 présente une surface d'adhésion constante, et un coefficient de frottement plus faible. C'est également dans ce matériau que le domaine de vibration est le plus large, notamment à forte avance.

Dans ce cas, le frottement explique une partie de la performance du perçage vibratoire. Néanmoins, le 25CrMo4 présente un coefficient de frottement à basse vitesse im-



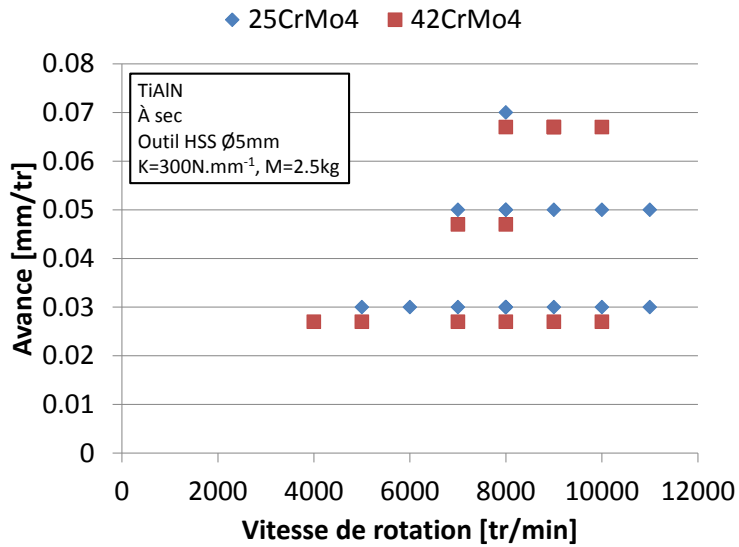


FIGURE 3.29 – Influence du matériau usiné sur le domaine de fonctionnement pour un outil revêtu TiAlN.

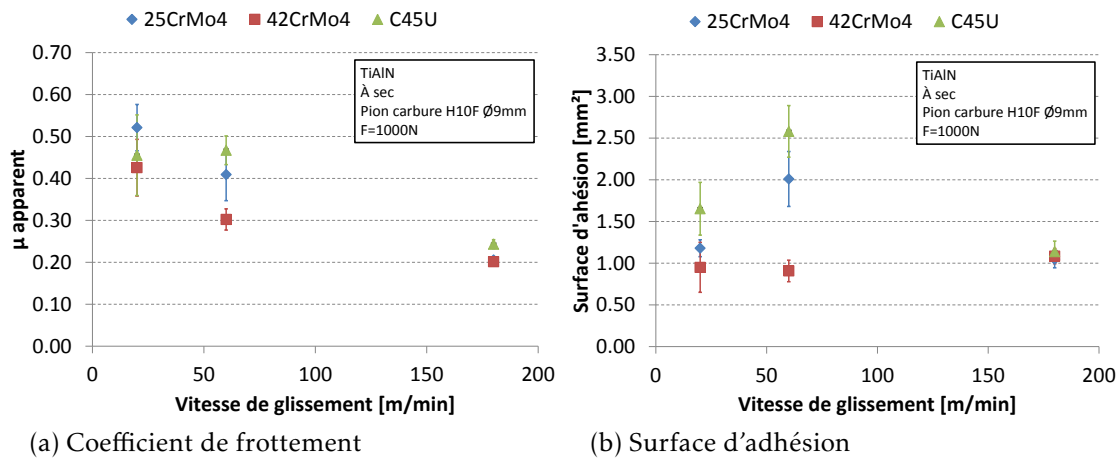


FIGURE 3.30 – Évolution des caractéristiques de frottement en fonction du matériau pour un pion revêtu TiAlN.

portant, alors que le domaine de fonctionnement est assez large. L'étude du frottement ne peut pas seul expliquer la performance du perçage dans une nuance particulière. Une analyse plus poussée de ce dernier doit être entreprise, car le matériau constitue également une source d'amortissement, par la dissipation plastique, et donc de perte d'énergie.

Les essais de tribologie constituent à la fois un moyen de décision sur le revêtement le plus adapté, mais également un outil de diagnostic pour identifier les zones de l'outil à l'origine de la limitation des performances. Le centre de l'outil, et le voisinage proche de l'arête de coupe (lieux de séparation de la matière lors de la coupe) constituent donc les zones critiques pilotant directement la dispersion d'énergie qui va limiter le domaine de fonctionnement du PVAE.

### 3.3.2 Comportement du matériau

Nous venons de montrer que le matériau avait une influence sur le domaine de fonctionnement du PVAE. L'étude tribologique a montré que le frottement, et notamment le coefficient de frottement et l'adhésion à basse vitesse, limitait le domaine de vibration. Néanmoins, le frottement seul n'explique pas complètement les modifications observées sur les lobes de fonctionnement. C'est pourquoi nous proposons ici une étude du comportement du matériau usiné. Il participe en effet à l'amortissement, par sa dissipation plastique, et fournit également l'énergie au système par l'intermédiaire de la coupe.

Nous souhaitons caractériser d'une part l'énergie apportée par la coupe et d'autre part l'amortissement visqueux lié aux caractéristiques du matériau. De plus, la détermination de ces caractéristiques doit rester simple pour être applicable à la large gamme d'applications visée par le projet FGTV. Pour étudier le comportement mécanique des matériaux, nous retenons donc des essais mécaniques simples, à savoir l'essai de traction et une mesure de dureté par indentation Vickers. Ce sont des essais simples à mettre en oeuvre et qui donnent accès à une caractérisation assez complète du comportement du matériau.

Pour les essais de traction, nous avons retenu des éprouvettes cylindriques, dont les dimensions générales sont données par la figure ci-dessous 3.31. Le diamètre nominal est de  $\varnothing 5$ , la longueur  $L_c=40\text{mm}$ , la longueur de prise en mors est de  $45\text{mm}$  sur  $\varnothing 10$ , et des rayons  $20\text{mm}$ . Cette configuration permet de respecter le facteur de proportionnalité  $L_0 = 5.65\sqrt{(S_0)}$ , comme le note (Francois2005a). Néanmoins, les éprouvettes ne sont pas polies, mais l'état de surface est globalement bon, grâce à l'utilisation de conditions d'usinage adéquates.

Les données fournies par les essais de traction sont en premier lieu le module de Young, le  $Re_{0.2}$  (limite d'élasticité à 0.2%), la contrainte maximale  $R_m$  ainsi que la contrainte à rupture  $R_p$  (Pages2007). En correspondance, on retrouve les déformations à 0.2%, la déformation à striction, ainsi que l'allongement à rupture  $A\%$ . La détermination de tous ces paramètres a été réalisée par une routine MatLab spécialement développée. Les courbes issues des essais sont illustrées par la figure 3.32a dans le cas

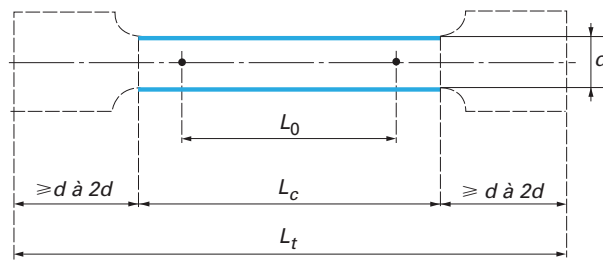


FIGURE 3.31 – Eprouvette de traction normalisée (d’après (Francois2005a)).

du 25CrMo4 et 3.32b pour le 42CrMo4 . Globalement, il y a une bonne répétabilité des essais. Il est à noter que les écarts les plus importants se situent au niveau de la rupture du matériau, qui est par définition un phénomène instable. En revanche, jusqu’à la striction, nous notons une bonne corrélation entre les divers essais.

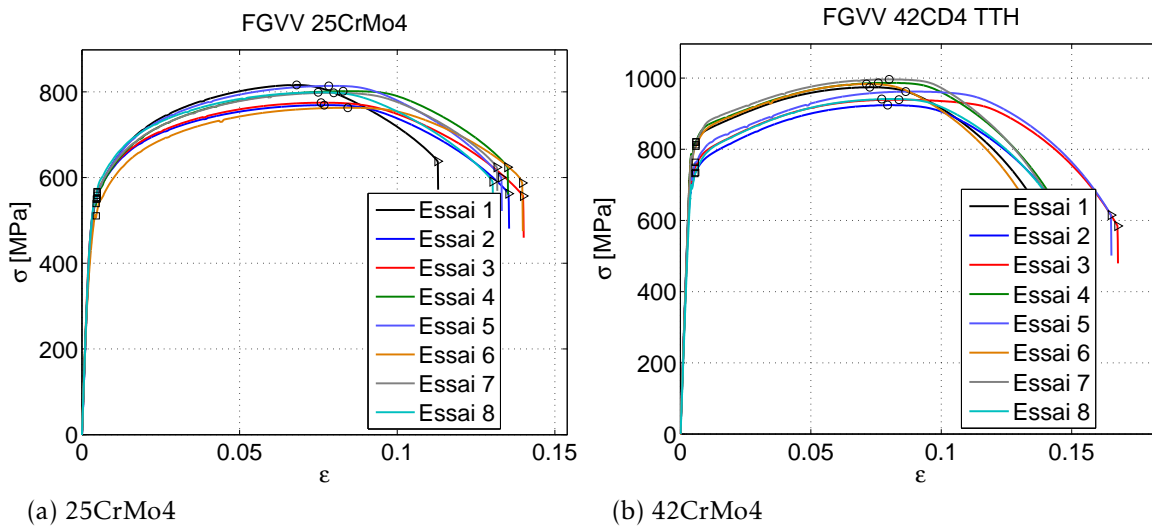


FIGURE 3.32 – Courbe de traction sur éprouvettes cylindriques.

Concernant les essais d’indentation, nous retenons un essais Vickers normalisé Hv30, avec 5 répétitions par nuance.

A partir de ces données, nous proposons d’utiliser un paramètre  $\Lambda$ , qui est proportionnel à la densité volumique d’énergie élastique stockée dans le matériau. Ce paramètre est défini par la formule (3.i). Il est issu des théories de la mécanique de l’indentation, comme présentées par Kermouche (Kermouche2005 ; Kermouche2007) ou (Felder2005). A partir de là, le tableau 3.A donne la valeur de  $\Lambda$  pour divers matériaux testés. Dans ce dernier, le module de Young est obtenu à partir des essais de traction. Le but ici est de trouver un indicateur permettant de relier les caractéristiques du matériau à son comportement en perçage vibratoire.

$$\Lambda = \frac{H_v^2}{E} \tag{3.i}$$

Il apparaît alors que ce paramètre permet d’expliquer l’absence de vibration dans le cas du C45U. C’est en effet cet acier qui présente le  $\Lambda$  le plus faible. Il ne stocke donc

Matériau	25CrMo4	42CrMo4	C45U
Module de Young [ <i>GPa</i> ]	203	202	205
Dureté Hv30 [ <i>MPa</i> ]	282	317	190
$\Lambda$ [ <i>MPa</i> ]	0.389	0.499	0.176

TABLE 3.A – Caractéristiques mécaniques des matériaux usinés.

qu'une faible part de l'énergie reçue et va donc plutôt dissiper l'énergie liée à la coupe. En revanche, Le 42CrMo4 présente le plus important  $\Lambda$  de tous les matériaux analysés. Ceci explique son domaine de vibration très large à basse avance. En effet, dans cette configuration, il y a peu d'énergie générée par la coupe, mais ce matériau en restitue une part très importante.

Au final, cette étude montre que le matériau usiné va piloter le PVAE par sa capacité à restituer l'énergie, et ne pas la dissiper plastiquement. Nous avons mis en place un indicateur permettant de quantifier cette part d'énergie stockée disponible et restituable au ressort du POV. C'est un résultat original, qui propose pour la première fois un lien entre le comportement du matériau et son aptitude à favoriser le PVAE. A partir de là, une double étude du frottement et du comportement du matériau permet de prédéterminer la performance du PVAE. Cette approche pourrait être généralisée pour étudier notre procédé d'un point de vue purement énergétique, comme le propose par exemple la théorie de graphes de liaisons. Nous avons montré que la quantification de l'énergie perdue par frottement ou par dissipation dans le matériau permet d'expliquer l'obtention d'un domaine de vibration large.

### 3.3.3 Choix d'un substrat adapté

Un outil de coupe est défini par sa géométrie (micro et macro), le revêtement et le substrat avec lequel il est réalisé. Le choix de ce substrat dépend de critères mécaniques (résilience, dureté, rigidité), de performance (tenue de l'arête de coupe, résistance à la température) et économique (coût du brut, du taillage et de l'affûtage), les trois étant intrinsèquement liés. Guibert (**Guibert2008**) a utilisé indifféremment des outils carbures et ARS, et a montré que les deux types d'outils permettaient d'obtenir un perçage vibratoire stable dans le temps. En revanche, il n'explique par pourquoi, avec des substrats, des revêtements et des affûtages différents les deux types d'outils fonctionnent dans des plages de conditions opératoires similaires. Il apparaît donc ici un autre point critique dans cette étude, à savoir le lien entre les sollicitations cycliques liées au PVAE et la performance et la tenue de l'outil. En effet, avec un phénomène de coupe fortement interrompu, le chargement thermomécanique sur l'outil est variable, et provoque donc des chocs, phénomènes mal supportés par les outils carbures en particulier.

Isakov dans (**Isakov2008**) propose une revue des matériaux couramment utilisés dans le cas du tournage, allant des *acières rapides spéciaux* ARS aux inserts CBN ou diamant. Il montre bien que chaque classe de substrats pour outils correspond à une application ou une famille de matériaux à usiner.

De nombreuses études (**Cordebois2003** ; **Erasteel2006** ; **Isakov2008**) ont été engagées sur ce domaine, notamment afin de quantifier les conséquences de la composition du substrat sur les caractéristiques mécaniques, et notamment la résistance à l'usure. La famille des aciers rapides est utilisée pour les outils à bas coût, du fait de leur plus grande facilité à la transformer. Le carbure est préféré pour les applications à plus forte valeur ajoutée, car il est plus complexe à rectifier, malgré des avantages techniques majeures (durée de vie principalement). Dans le cadre du projet FGVV, ces deux substrats seront étudiés, notamment dans l'optique de maîtriser l'usure. Pour cela, nous proposons dans un premier temps de caractériser les substrats, d'un point de vue chimique et mécanique. Nous étudierons par la suite le comportement en *PVAE* des outils réalisés avec ces substrats.

#### 3.3.3.1 Caractérisation des substrats

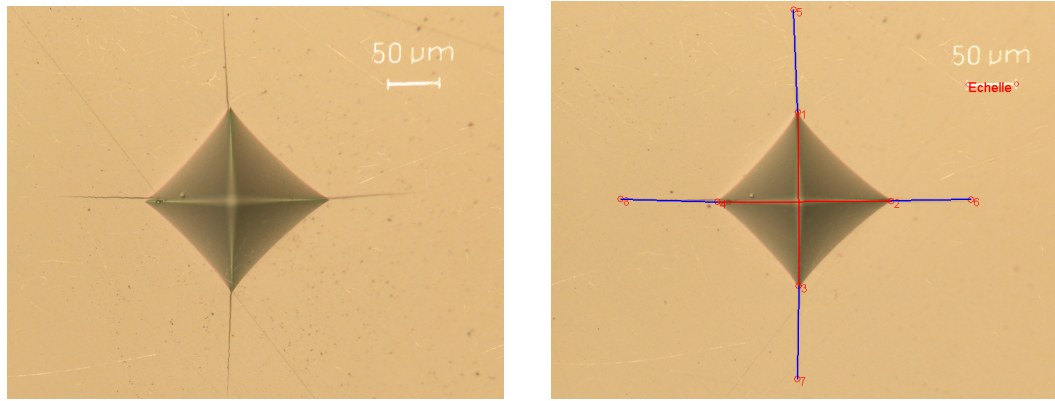
La difficulté dans ce cas vient de la mesure des caractéristiques mécaniques des carbures, car la composition et la taille de grain influent grandement sur les qualités de l'outil final. Il existe diverses méthodes de caractérisation du comportement mécanique de matériaux fragiles, comme les substrats d'outils. Les fabricants de brut fournissent généralement des caractéristiques globales, mais il est assez délicat de comparer les données provenant de diverses sources, sans connaître précisément les conditions de caractérisation, sachant qu'il n'existe pas de norme internationale dans ce domaine. Or la composition du substrat est la clé de la tenue de l'outil en fonctionnement.

Comme le montre Gee dans (**Gee2007**), les mécanismes de l'abrasion des carbures sont directement liés à la composition, mais surtout à la taille et la distribution des grains. La connaissance des caractéristiques mécaniques passe souvent par un essai d'indentation, et peut également fournir une évaluation de la ténacité. Schubert (**Schubert1998**), Zhang (**Zhang2008**), Li (**Li2007**) ou Casellas dans (**Casellas2007**) utilisent un essai d'indentation Vickers pour mesurer la dureté (**Francois2005**), et mesure au microscope la longueur des fractures résultant d'un essai. La figure suivante 3.33 illustre ce type de mesure que nous avons réalisé sur un échantillon de carbure à 10% de Cobalt.

En cumulant ces longueurs, et grâce à la formule suivante, ils peuvent estimer la valeur de la ténacité  $K1_c$  avec (3.ii), avec  $a$  la demi largeur de la pointe,  $l$  la longueur de la fissure,  $E$  le module de Young,  $H$  la dureté et  $P$  la charge appliquée.

$$K1_c = \chi_v \left( \frac{a}{l} \right)^{0.5} \left( \frac{E}{H} \right)^{2/3} \frac{P}{(a+l)^{1.5}} \quad (3.ii)$$

D'autre part, la mesure du module de Young et de la limite de rupture transverse est souvent réalisée par un essai de flexion 3 ou 4 points. L'avantage de l'essai 4 points réside dans la continuité de l'état de contrainte entre les deux appuis centraux, et l'absence d'effort tranchant, et permet donc une mesure fiable dès lors que la rupture se produit entre les appuis centraux. D'autre part, le module de Young et la valeur limite de contrainte sont directement extraits de la courbe charge-déplacement réalisée sur une machine de traction classique, tout en permettant de casser un matériau possé-



(a) Empreinte de dureté avec fracture en pointe dans un carbure à 10% de Co et grain moyen de  $0.8\mu\text{m}$

(b) Mesure de l'empreinte (en rouge) et des longueurs de fissures (en bleu)

FIGURE 3.33 – Empreinte de dureté et fissure suite à une indentation.

dant un module de Young voisin de 600 GPa avec seulement 30 kN. La figure 3.34a illustre la modélisation de cet essai, ainsi que la courbe charge déplacement pour un spécimen de carbure K40, illustré par la figure 3.34b. Cet essai, ainsi que les méthodes de traitement, ont été spécifiquement développés pour cette étude.

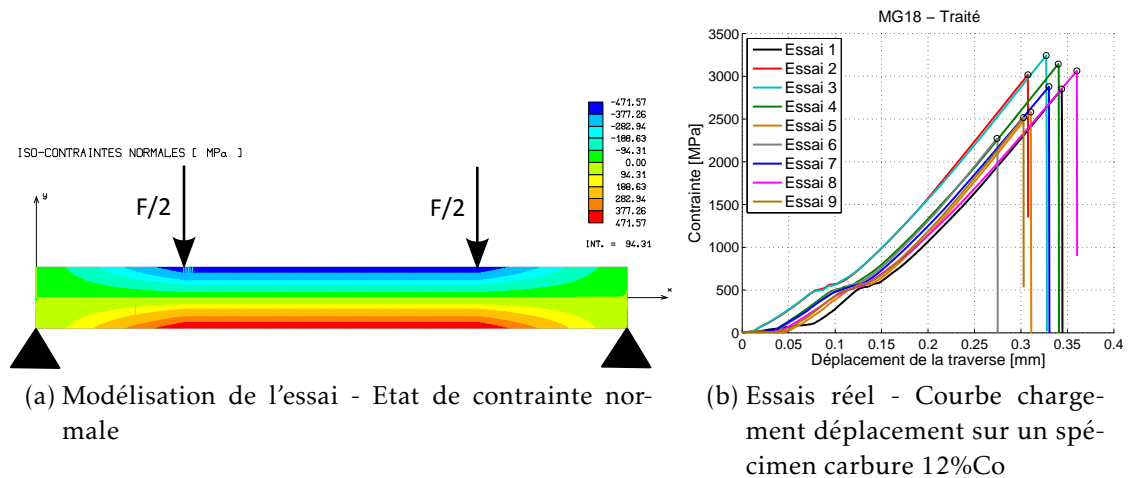


FIGURE 3.34 – Essais de flexion 4 points.

En plus de ces mesures mécaniques, il est possible de mesurer les caractéristiques physico-chimiques comme la composition ou la taille de grain. En effet, les carburiers introduisent comme on l'a vu des éléments d'alliage afin d'améliorer les caractéristiques mécaniques de substrat. Une définition complète des substrats passe par la composition chimique et les caractéristiques mécaniques. Nous réalisons la mesure de composition par un système EDX, et le spectre obtenu donne la composition chimique de l'échantillon, comme illustré par la figure 3.35.

Il faut noter que cette méthode ne permet pas de connaître le taux de Carbone, mais nous recherchons principalement le taux de Tungstène et de Cobalt, ainsi que des éléments d'alliages courants comme le Chrome, le Niobium, le Titane, le Tantale

### 3.3. ANALYSE DU COMPORTEMENT MÉSCOPIQUE

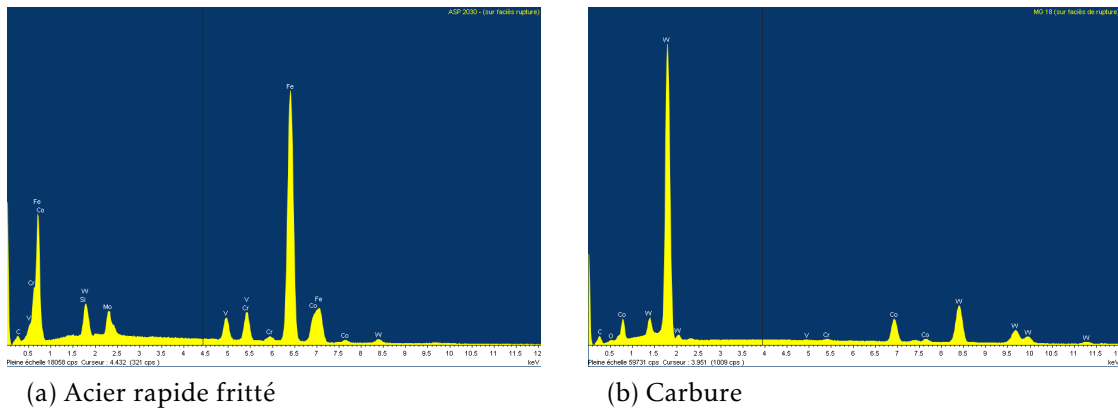


FIGURE 3.35 – Analyse de composition sur une surface polie.

et le Vanadium.

De plus, la taille de grain est importante car elle pilote la ténacité. En effet, plus le grain est gros, plus la fissuration va avoir besoin d'énergie pour contourner le grain (car fracturer un grain de carbure consomme plus d'énergie encore). Or la ténacité est la mesure de cette résistance à la fissuration. Un substrat avec des grains plus gros offrira donc une meilleure ténacité. La figure 3.36 illustre la granulométrie de deux substrats carbures.

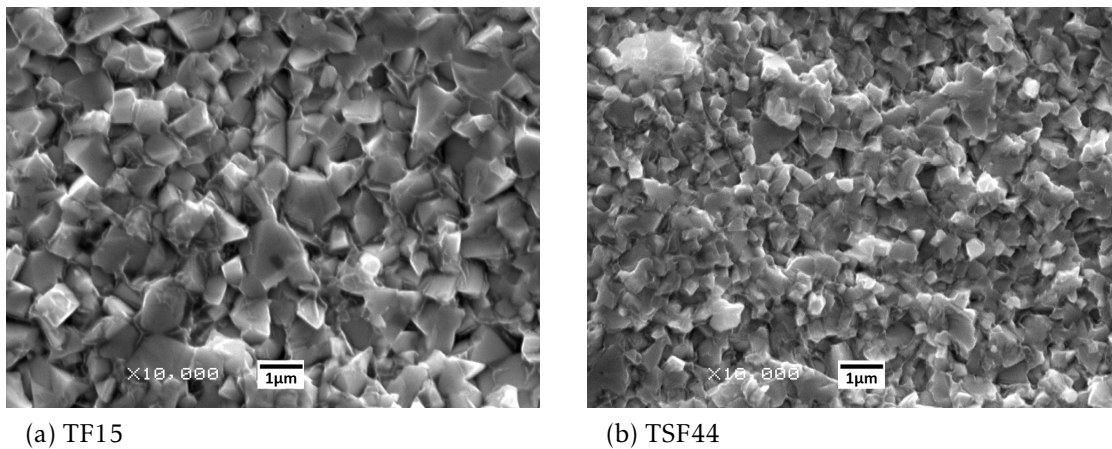


FIGURE 3.36 – Granulométrie visible sur une surface rompue.

La tableau suivant 3.B regroupe finalement la caractérisation complète des substrats étudiés. Pour justifier ces choix, nous rappelons que l'acier rapide HSS M42 constitue le substrat des outils de type 388 utilisé dans ce mémoire. Le TF15 est le substrat de l'outil de référence de Guibert. le K40 est le carbure courant pour les forets à destination de l'usinage des aciers chez Tivoly. Pour les applications demandant une performance accrue, le fabricant d'outil Tivoly utilise le TSF44 ou le MG18. Enfin l'ASP2030 est un acier rapide fritté dont les performances se situent à mi-chemin entre acier rapide et carbure.

La taille de grain n'a pas de sens pour le M42, alors que dans le cas de l'ASP2030, des grains carbures sont présents dans une matrice à base fer. Les carbures présentent

une granulométrie fine, le TF15 ayant les grains les plus gros. Le TSF44 et MG18 présentent un taux de cobalt élevé, et se différencient par l'éléments d'alliage et la taille de grains.

Référence		Aciers rapides		Carbures			
Référence		HSS M42	ASP2030	K40	TSF44	MG18	TF15
Composition							
Taille de grain	[ <i>nm</i> ]	-	1120	600	600	800	850
Taux de Cobalt	[%]	6	6	10	12	12	9
Alliage	[-]	Mo et V	Mo, Cr, W	Cr	Nb	Cr	Nb
Caractéristiques mécaniques							
Mod. de Young	[ <i>GPa</i> ]	274	248	572	593	553	642
Dureté Hv30	[ <i>MPa</i> ]	977	956	1756	1832	1728	1673
Ténacité	[ <i>MPa√m</i> ]	-	-	10.3	9.8	10.9	13.5

TABLE 3.B – Caractéristique des substrats d'outils testés.

Concernant les caractéristiques mécaniques, il apparait que les carbures se situent entre 550 et 650 GPa. La dureté HV30 est également assez variable. Au final, il n'a pas été possible d'obtenir de fissurations dans les aciers rapides. La mesure de la ténacité est donc seulement valable pour les carbures. Il faut noter le TF15 comme le plus tenace, ce qui se confirme avec les résultats de Guibert montrant une durée de vie importante avec ce substrat. Nous disposons donc ici d'une matrice complète caractérisant les substrats autant d'un point de vue mécanique que physico-chimique.

### 3.3.3.2 Impact sur la performance en PVAE

Un outil de coupe se définit par sa géométrie, mais également pas le substrat avec lequel il est réalisé. L'outil de base est en acier rapide M42 (description géométrique en annexe A.1), couramment utilisé pour la fabrication d'outils de coupe d'entrée de gamme. Dans le cas du PVAE, l'outil entre et sort de la matière et réalise donc une coupe interrompue. Ce type de chargement a, en général, tendance à dégrader la durée de vie des outils, et il est donc important d'étudier l'impact du changement de substrat sur la durée de vie de l'outil.

La géométrie de l'outil et le revêtement TiAlN, ainsi que la configuration masse raideur suivante  $300N.mm^{-1}$  et  $2.5kg$  sont constants dans cette étude. Pour mesurer l'influence du substrat, nous retenons 2 nuances aciers rapides et un carbure. Pour les aciers rapides, l'ASP2030 et l'ASP2060 d'Erasteel (**Erasteel2006**) (issus de la métallurgie des poudres) sont utilisés. Ils présentent une structure très homogène, avec un fort taux de carbure complexe (de chrome, de vanadium et de cobalt) et une dureté de plus de 67HRc. Les deux aciers rapides se différencient sur la ténacité (résistance à la rupture plus élevée pour l'ASP2030) et la résistance à l'usure (plus importante pour l'APS2060). Le K40 (10% de Co) représente la famille des carbures car c'est un substrat



couramment utilisé dans le cas du perçage.

Le cas de la nuance carbure est particulier, car la géométrie de pointe de l'outil 388 est prévue pour un substrat acier rapide. L'angle de pointe important et la forte dépouille conduisent à une arête de coupe fine, et la coupe interrompue du perçage vibratoire sollicite l'arête de coupe en flexion. Or le carbure résiste très mal à la flexion, et une destruction rapide de l'outil apparaît, comme illustré par les images suivantes 3.37. Dans ce cas de figure, la géométrie n'est pas compatible avec le substrat de l'outil.

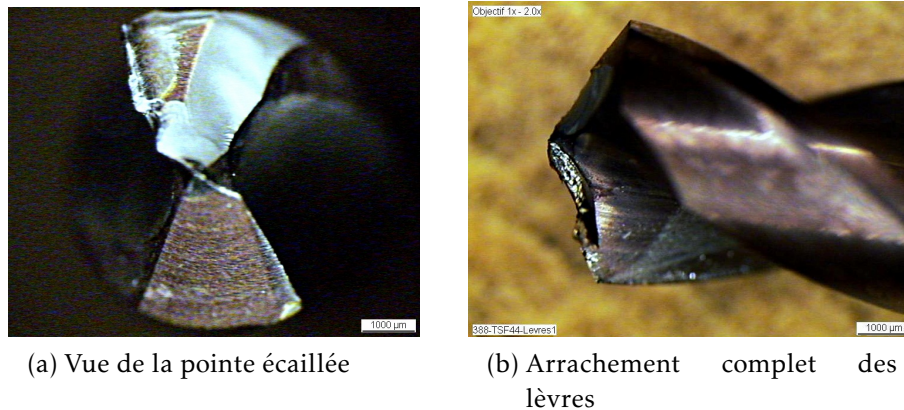


FIGURE 3.37 – Effondrement de l'outil de géométrie 388 en carbure.

Pour les trois substrats acier rapide, des essais de perçage vibratoire ont conduit aux domaines de vibrations suivants 3.38. Le matériau usiné est le 25CrMo4. Il apparaît que l'ASP2030 offre un domaine analogue au substrat de référence. En revanche, l'ASP2060 réduit notablement ce domaine, notamment car il est plus fragile. En effet, les vibrations ne se stabilisent que lorsque la totalité de la pointe de l'outil est engagée. Pour un outil  $\varnothing 5$  et un angle de pointe de  $118^\circ$ , cela représente un temps assez long de perçage conventionnel, car ici la vitesse de coupe est supérieure à  $150m.min^{-1}$ , ce qui plus de 4 fois supérieure à la vitesse de coupe en perçage standard. Dans ce cas, le substrat ASP2060 ne résiste pas à l'absence de vibrations et casse immédiatement.

La durée de vie de l'outil est étudiée pour une configuration commune, centrale dans le domaine de vibration ( $9000tr.min^{-1}$ ,  $0.05mm.tr^{-1}$ ). Nous nous plaçons ici dans un contexte industriel, et les trous de 10mm de profondeur sont réalisés à la suite. Le critère d'usure est la destruction de l'outil. Le graphique suivant 3.39 illustre la durée de vie en longueur percée cumulée. Le phénomène précédent sur l'ASP2060 se confirme ici, avec une durée de vie légèrement inférieure au substrat de référence. En revanche, l'ASP2030 offre une performance près de 3 fois supérieure.

Pour ce qui concerne les substrats carbure, nous choisissons 3 nuances différentes pour tailler des outils dont les propriétés macro et micro géométriques sont identiques (voir l'annexe A.3 pour la caractérisation géométrique complète). Un revêtement TiN est appliqué (permet une lecture plus aisée de l'usure), et un essai de durée de vie est conduit pour le perçage d'un acier 35MnV7. Les conditions de coupe sont choisies afin

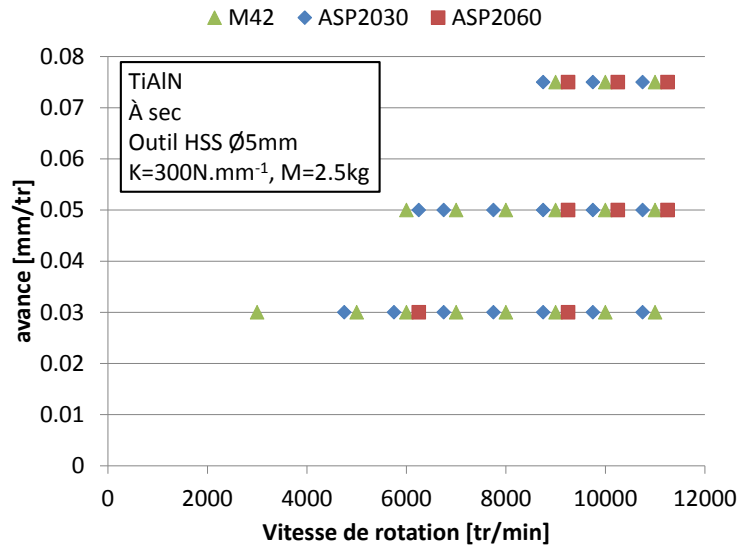


FIGURE 3.38 – Domaines de vibration pour les trois substrats acier rapide

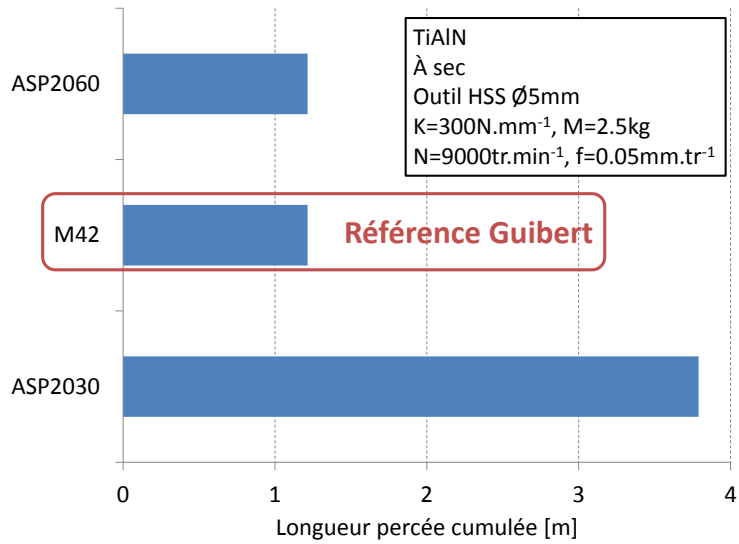


FIGURE 3.39 – Durée de vie pour les trois substrats acier rapide (longueur percée cumulée).

### 3.3. ANALYSE DU COMPORTEMENT MÉSOSCOPIQUE

de maximiser la vitesse d'apparition de l'usure, soit ( $10000tr.min^{-1}$ ,  $0.075mm.tr^{-1}$ ). Le *POV* est configuré avec une raideur de  $300N.mm^{-1}$  et une masse de  $3.2kg$ .

L'essai est également accéléré, dans le sens où les trous sont percés à la suite, sans lubrification, et sur une profondeur de  $15mm$ . Les photos 3.40 illustrent l'usure des outils pour une longueur percée cumulée de  $1.5m$ . Le substrat MG18 présente l'usure la plus faible, comme le montre la figure 3.40c, alors que le TSF44 montre un émoussage de l'arête sur toute sa longueur, mis en évidence sur la photo 3.40b. Enfin, le K40 a une usure plus prononcée au niveau des becs, visible sur l'image 3.40d, alors que le reste de l'arête n'est pas abimée.

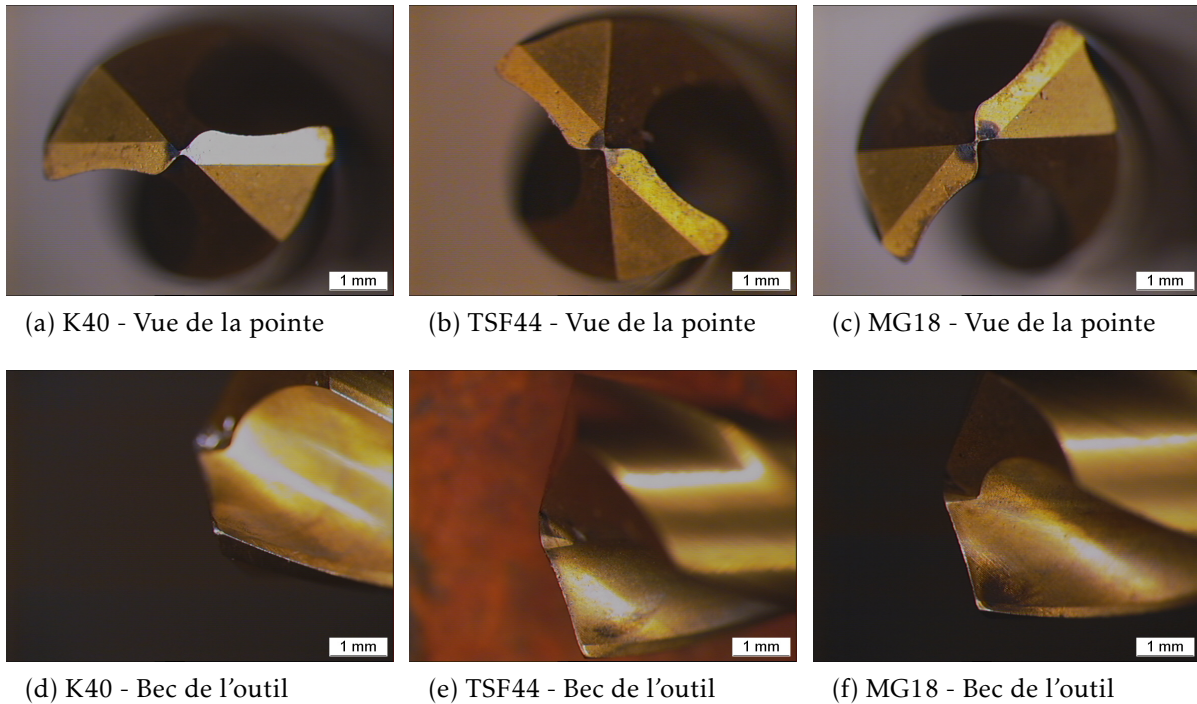


FIGURE 3.40 – Faciès d'usure pour les outils à substrat carbure après une longueur percée cumulée de  $1.5m$ .

#### 3.3.3.3 Importance de la maîtrise du substrat

Les constatations expérimentales montrent qu'à iso géométrie d'outil, le substrat va principalement influencer sur la durée de vie de l'outil. C'est notamment l'usure au niveau de la pointe et des becs qui est problématique. La première est caractéristique d'une avance importante, notamment car l'avance instantanée en *PVAE* peut être jusqu'à trois fois plus importante que l'avance programmée (comme illustré au paragraphe 2.4.3). La seconde usure est liée à la vitesse de coupe très élevée pour le perçage (jusqu'à plus de  $230m.min^{-1}$ ).

Localement, l'arête de coupe est sollicitée en flexion, notamment à cause de l'épaisseur de coupe variable et de la trajectoire de l'outil, comme nous l'avons montré précédemment (voir figure 2.30, page 70). Les carbures supportent difficilement ces contraintes. L'usure va être pilotée par la résistance du substrat à la propagation des fissures générées par le chargement mécanique. Dans ce cas, c'est donc la ténacité

qui pilote la tenue de l'outil. Les mesures de ténacité présentées dans le tableau 3.B montre que le MG18 présente la plus importante ténacité des trois substrats carbures testés précédemment (figure 3.40a). C'est aussi le substrat qui minimise l'usure. Pour le TSF44 et le K40, la mesure de ténacité confirme les essais d'usure, car le TSF44 présente la plus grande usure, et la plus faible ténacité. En revanche, la dureté du K40 est la plus faible, et c'est ce substrat qui présente l'usure au niveau des becs la plus sensible. La dureté du substrat est donc importante pour limiter l'usure au niveau des zones à fortes vitesses de coupe, alors que la ténacité élevée permet de protéger l'arête complète de l'usure. Dans ce cas de figure, c'est le MG18 qui doit être privilégié comme substrat carbure de référence pour le projet FGVV.

Dans le cas des aciers rapides, l'ASP2030 est de loin le substrat présentant le comportement le plus performant. Il permet une augmentation de plus de 300% de la durée de vie, avec un domaine de fonctionnement comparable aux autres substrats.

Grâce à cette analyse des substrats, nous avons montré que la caractérisation physico chimique, et notamment la connaissance de la ténacité, de la dureté, et de la taille de grain permettent de comprendre l'apparition et le développement des phénomènes d'usure. La ténacité élevée permet de prévenir la propagation de l'usure. La dureté faible explique quant à elle l'apparition de l'usure au niveau des zones à fortes vitesses de coupe (le bec de l'outil en particulier). A partir de là, il est possible de définir un substrat optimal à notre application. Enfin, il a été montré que le substrat et la géométrie sont liés, et que la géométrie de l'outil n'est pas transposable directement à un autre substrat.

### 3.3.4 De la préparation d'arête

Nous avons montré précédemment que la forme globale de l'outil impactait le domaine de vibrations accessible en PVAE, notamment au travers du diamètre de l'outil ainsi que du perçage de trous profonds. La micro géométrie de coupe est également un élément important pour la coupe en générale. Nous allons étudier ici l'influence de ce paramètre sur la performance du PVAE. En premier lieu, nous présenterons la caractérisation de la microgéométrie, puis nous montrerons l'impact de la préparation d'arête sur les efforts et la stabilité du PVAE.

#### 3.3.4.1 Caractérisation de la microgéométrie

Il n'existe à l'heure actuelle aucune norme (française ou internationale) définissant la mesure de la micro-géométrie de l'arête de coupe. L'arête de coupe d'un foret est en réalité la résultante de la face de dépouille et de la face de coupe, elle-même directement liée à la forme de la goujure. De nombreuses études ont montré que l'usinage est extrêmement sensible à cette préparation d'arête. Il apparaît qu'elle permet, lorsqu'elle est maîtrisée, d'augmenter la durée de vie (**Rech2005**), ou de limiter de manière importante les phénomènes d'usure (**Faraz2009**). Il faut noter néanmoins que dans certains cas, une préparation d'arête mal maîtrisée peut entraîner une augmentation de l'effort de poussée ou de la température en pointe d'outil comme le montre Denkena (**Denkena2011**).

Il existe de nombreuses techniques de préparation d'arête, comme le note Rech dans (Rech2005), comme la préparation à la brosse, l'affûtage au disque abrasif, ou encore la technique des pâtes abrasives avec (Sadiq2009) ou sans assistance magnétique (Rhoades2000), qui offrent une précision d'exécution plus importante, ou par ablation laser (Aurich2011). Claudin propose dans (Claudin2009) d'étudier l'influence des trois techniques de préparation d'arête sur la durée de vie et l'usure d'une fraise mère pour le taillage d'engrenages. Il apparaît alors que le séquençage, et le temps consacré à chaque étape de la préparation (pâte abrasive à différent débit, finition par sablage) conduisent à des usures différentes, tant d'un point de vue quantitatif ( $V_b$ ) que qualitatif (lieu de l'usure la plus importante sur la dent). Plus récemment, des systèmes de préparation d'arête par smuritropie sont apparus (Otec2008). Ils utilisent un bol contenant des médias abrasifs, dans lequel l'outil plonge. Le procédé de smuritropie permet une préparation d'arête de type rayon, avec une acuité définie en fonction du temps de passage, ainsi que du type d'abrasifs utilisés. L'image 3.41 illustre ce procédé, et notamment la qualité d'arête obtenue après traitement. Les bavures sont supprimées, et l'arête présente un rayon constant sur sa longueur. Enfin, Aurich propose dans (Aurich2011) l'utilisation d'un laser par ablation pour réaliser des préparations d'arêtes parfaitement maîtrisées.

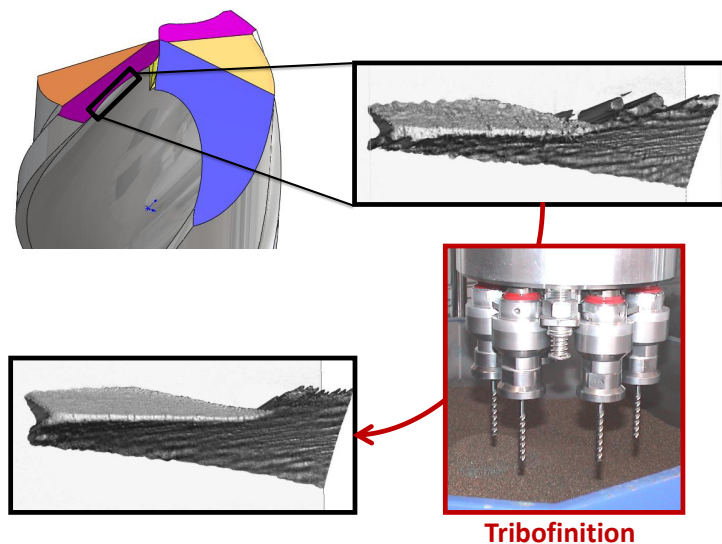


FIGURE 3.41 – Préparation d'arête par smuritropie (Otec2008).

Cortes Rodriguez (CortesRodriguez2009) définit 3 axes indispensables pour quantifier correctement une préparation d'arête, en se basant notamment sur les travaux de Denkena (Denkena2002a ; Byrne2003 ; Denkena2011) :

**Moyen de mesure** Avant de faire une mesure, il est nécessaire de connaître le référentiel. L'auteur propose de repartir des plans déjà définis dans la norme (AFNOR1978) présentée plus haut, et plus particulièrement le plan de référence contenant la vitesse de coupe dit  $P_f$ .

**La géométrie de l'arête** une fois le plan de mesure défini, Cortes liste les diverses formes possible de préparation d'arête, comme résumé sur la figure 3.42. Il faut noter qu'il existe actuellement une proposition de normalisation de la prépara-



tion d'arête avec 3 paramètres, et qu'il a été montré que 5 paramètres permettent de définir complètement les préparations d'arêtes actuelles.

**L'influence en coupe orthogonale** L'auteur retient 3 préparations d'arête et montre qu'un affûtage optimal (à iso macro géométrie) est observé pour une usure réduite et une durée de vie supérieure, alors que les efforts de coupe sont minimaux.

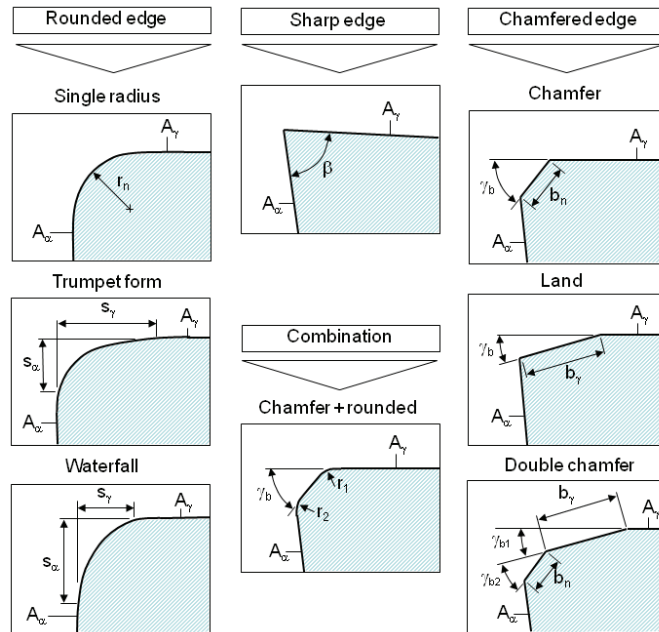


FIGURE 3.42 – Les différentes préparations d'arêtes (d'après (CortesRodriguez2009))

Dans le cas de plaquettes en carbure, Bouzakis note dans (Bouzakis2002 ; Bouzakis 2003) qu'il existe une condition optimale de préparation d'arête. Il déconseille entre autre l'utilisation du sablage qui provoque des arrachements de carbure, et contribue à une usure rapide de l'outil, d'une part par l'affaiblissement de l'arête de coupe, et d'autre part car le revêtement ne peut plus adhérer dans de bonnes conditions sur le substrat. Enfin, Cheung dans (Cheung2008) indique que les forets en ARS présentent une bien meilleure durée de vie pour une préparation d'arête de type rayon avec  $R_\beta = 24\mu m$ . A cela, il associe également une plus grande stabilité des efforts en fonction du nombre de trous, et une légère diminution de l'effort de poussée et du couple avec des outils correctement préparés. Ces remarques sont bien corrélées avec les résultats précédents de Rech (Rech2005).

La mesure de la préparation d'arête est délicate, car l'échelle de mesure est de l'ordre du micromètre. Comme pour le contrôle de la géométrie globale, il existe des systèmes optiques de contrôle, basées sur le principe de profondeur de champs variable. La figure 3.43 illustre cette technique.

Dans notre cas, nous n'avons pas accès à ce type de système. Le contrôle de la préparation d'arête est donc réalisée par mesure optique à l'aide d'une caméra. Nous prenons trois points de contrôle le long de l'arête de coupe, au niveau du bec, du centre de l'arête de coupe principale et au niveau de l'amincissement, illustré sur la photo 3.44.

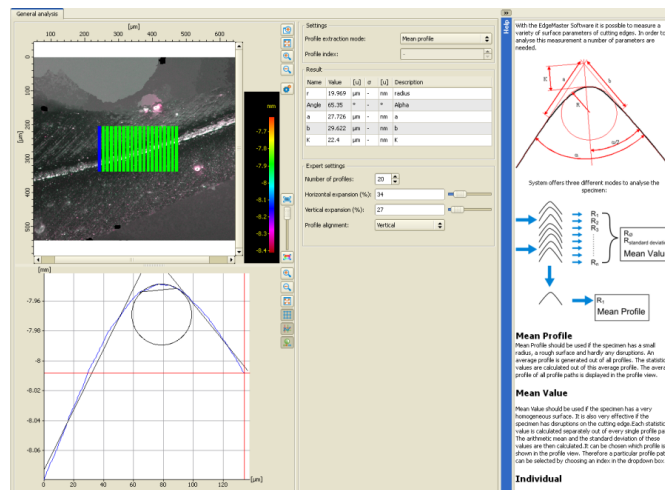


FIGURE 3.43 – Mesure de la préparation d’arête sur un foret (d’après (Scherer2010)).

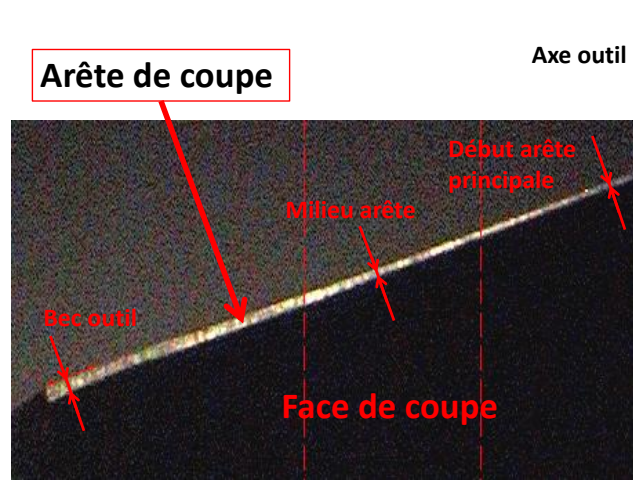


FIGURE 3.44 – Contrôle optique de la préparation d’arête, cas d’un chanfrein d’arête.

#### 3.3.4.2 Préparation d’arête optimale pour le PVAE

Nous retenons trois préparations d’arête pour le PVAE, illustrées par la figure 3.45. Le cas de référence est le brossage d’arête qui va générer un rayon. Pour obtenir un chanfrein, la technique retenue est une préparation à la meule. Celle-ci suit une trajectoire parallèle à l’arête de coupe. Il est donc nécessaire de maîtriser la position de l’arête avant cette opération, comme nous l’avons montré précédemment. Dans le cas présent, la valeur de l’angle du chanfrein  $\sigma$  est fixé à  $35^\circ$ . Enfin, une combinaison des deux techniques est utilisée pour obtenir un chanfrein rayonné. Les outils ont un diamètre de  $\varnothing 5$  et une géométrie globale fixe, et sont taillés dans le carbure TSF44, avec un revêtement AlTiN.

Un essai de perçage simple est réalisé avec ces trois types d’outils. Dans la suite, il est noté C60 un outil avec un chanfrein avec une largeur de  $b_\beta = 60\mu\text{m}$ , C140 un chanfrein de largeur  $b_\beta = 140\mu\text{m}$  et BC60 un chanfrein rayonné de largeur  $b_\beta = 60\mu\text{m}$ . La figure 3.46 illustre l’effort de poussée et le couple résultant pour une vitesse de coupe constante de  $90\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$  dans un acier 35MnV7, sans lubrification. L’outil avec

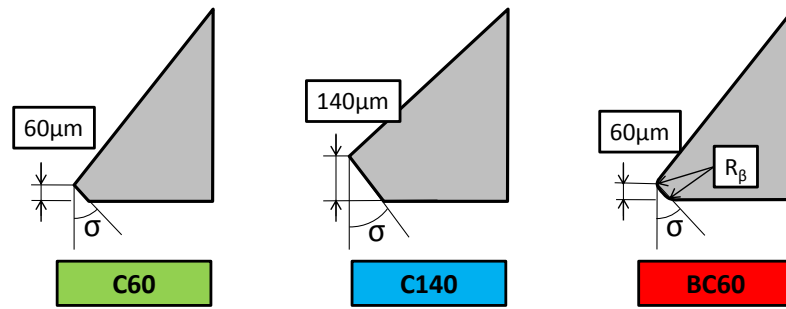


FIGURE 3.45 – Préparation d'arête étudié dans notre cas.

le chanfrein le plus important (C140) présente un effort de poussée supérieur de 60% aux autres outils, mais qu'il n'y a pas de différences significatives sur le couple, sauf pour les avances faibles (25% environ). En revanche, les deux outils avec des chanfreins de dimensions proches montrent des efforts totalement superposables.

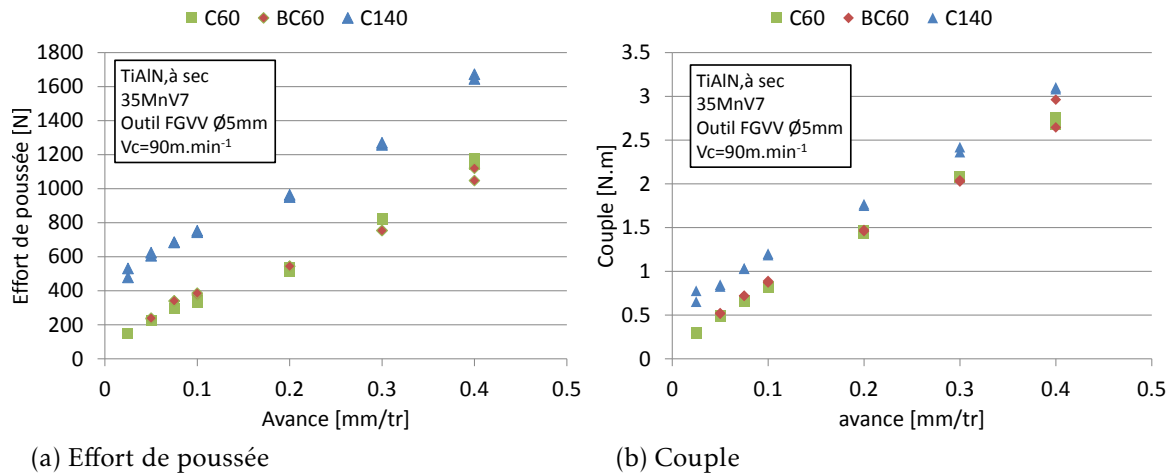


FIGURE 3.46 – Influence de la préparation d'arête sur l'effort en perçage dans le 35MnV7, avec un outil carbure FGVV A.3.

Lors de la phase de pénétration représentée sur le graphique 3.46, malgré un effort de poussée différent sur la phase stabilisée, la présence d'un chanfrein très large ne modifie pas la répartition de l'effort le long de l'arête sur l'arête de coupe principale (pour plus de 20% du cône engagé), comme l'illustre la figure 3.47a. Ainsi, pour un même rayon engagé, la part d'effort produite par rapport à l'effort total reste inchangée. Cela signifie que le chanfrein va générer plus d'effort de poussée par portion d'arête, mais que la répartition de l'effort n'est pas affectée.

La figure 3.48 illustre le domaine de vibration obtenu avec ces trois outils, pour une masse de 3.2kg et une raideur de 400N.mm⁻¹. Il apparaît que l'outil avec le chanfrein le plus faible présente le domaine le plus large. Pour les autres, le domaine est plus réduit et comporte des *trous*, c'est dire des discontinuités de fonctionnement. Par exemple, l'outil BC60 ne permet pas la vibration pour une vitesse de 10000tr.min⁻¹ et une avance de 0.1mm.tr⁻¹ alors que pour une vitesse inférieure ou supérieure (et également pour l'avance) le perçage vibratoire est possible.

L'étude des indicateurs présentés précédemment (paragraphe 2.4.3, page 66) est



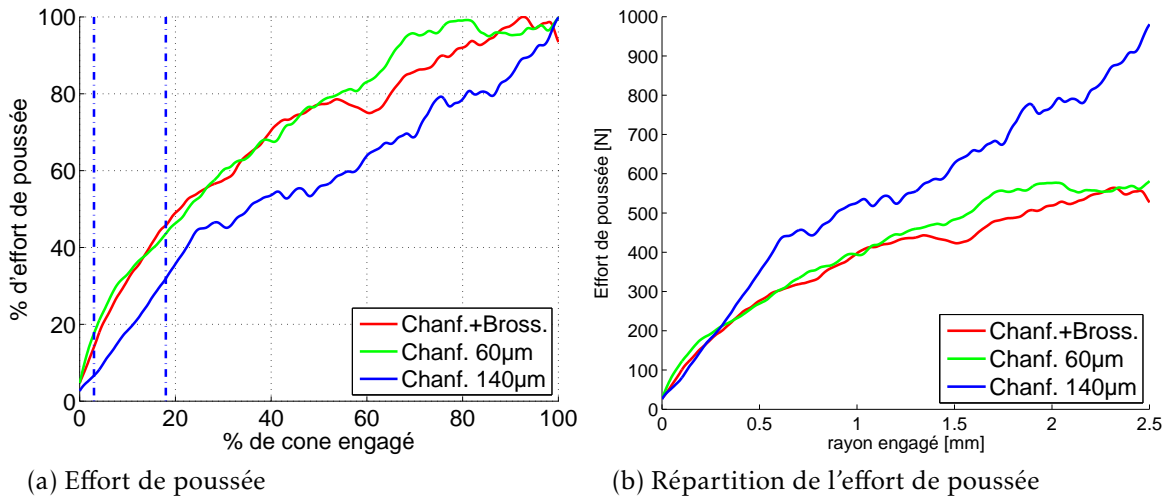


FIGURE 3.47 – Influence de la préparation d'arête sur la répartition de l'effort le long de l'arête.

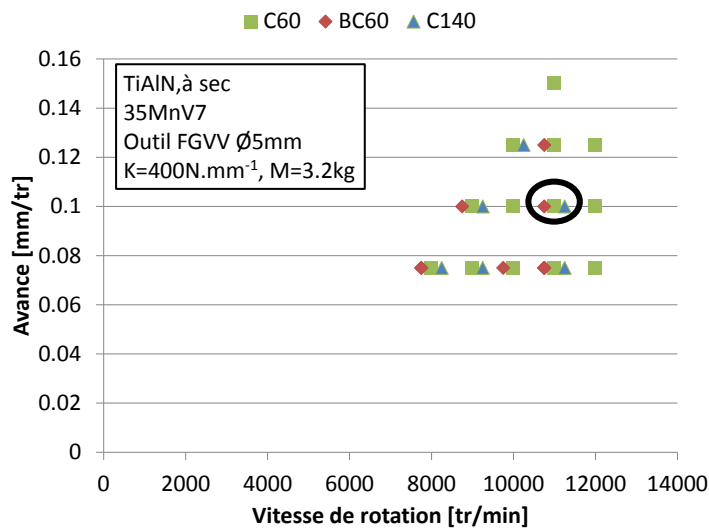


FIGURE 3.48 – Domaine de vibration en fonction de la préparation d'arête.

illustrée par le graphique 3.49, pour la configuration de vitesse de rotation de  $11000\text{tr.min}^{-1}$  et une avance de  $0.1\text{mm.tr}^{-1}$ . Il est délicat de conclure dans ce cas, car ces valeurs ne montrent pas de variations significatives en fonction de la préparation d'arête. L'augmentation de l'effort dû à un chanfrein large est identifié précédemment, et se retrouve en PVAE comme le montre la figure 3.49a. L'augmentation du rapport de fréquence 3.49b indique que l'outil réalise un plus grand nombre d'oscillations par tour, et la diminution du taux de coupe représentée sur la graphique 3.49c en est la conséquence. Néanmoins, il apparaît que l'outil C140, par l'augmentation de la fréquence de vibration, et de l'effort de poussée, peut saturer en quelque sorte le système, en augmentant le volume de copeau généré. Ceci est confirmé par la mesure d'épaisseur de copeau 3.49d. La goujure ayant un volume fixé, l'augmentation du volume de matière enlevée provoque un effet *bouchon*, qui va de fait bloquer la vibration. Ce phénomène a déjà été illustré par la figure 1.8, page 8. Dans ce cas, c'est l'accumulation d'une trop grande quantité de copeau qui explique l'absence de vibrations dans certains cas.

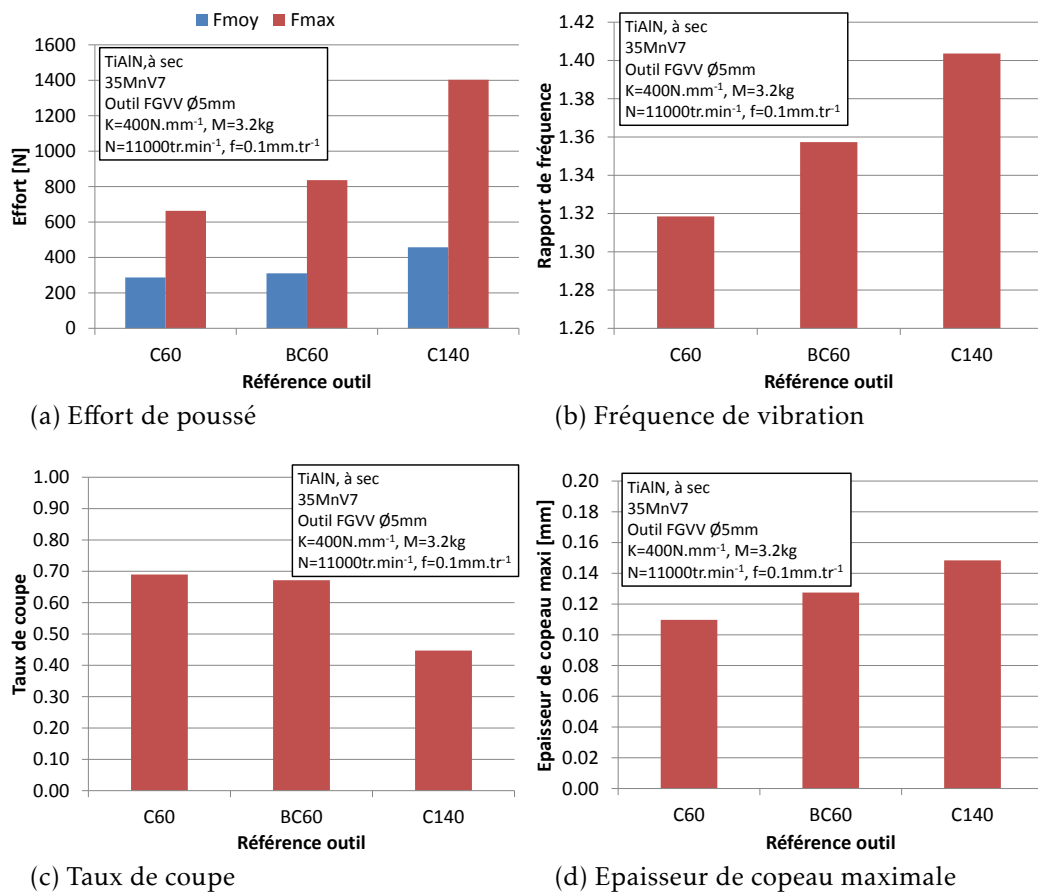


FIGURE 3.49 – Influence de la préparation d'arête sur les caractéristiques vibratoires pour  $N = 11000\text{tr.min}^{-1}$  et  $f = 0.1\text{mm.tr}^{-1}$ .

Le PVAE est un procédé instable par nature. Il est apparu au cours de cette étude que de nombreux paramètres pouvaient conduire à des modifications majeures du comportement. La préparation d'arête est un facteur déterminant car elle semble influencer sur la stabilité et la répétabilité du procédé. Une préparation d'arête maîtrisée est donc indispensable pour assurer la fiabilité industrielle de cette technologie. L'aug-

mentation du débit copeau (par la génération de copeau de plus grande section, des vibrations de plus grandes amplitudes et plus rapides) provoquée par une préparation d'arête non contrôlée génère une augmentation du volume de copeau à extraire. C'est l'instabilité dans l'évacuation du copeau qui va donc entraîner l'instabilité de fonctionnement du *PVAE*. Dans ce cas, une assistance (type lubrification basse pression, ou soufflage d'air) permettrait de faciliter cette évacuation.

## 3.4 Impacts de la fabrication sur la performance

Nous avons montré que la géométrie de l'outil, d'un point de vue macro et micro géométrique impactait directement la performance du *PVAE*. Notamment, la préparation d'arête, ainsi que la maîtrise de la géométrie de pointe sont les clés pour stabiliser le perçage.

La partie active de l'outil est la résultante des opérations de fabrication. Certains points étudiés (préparation d'arête notamment) ont posé des difficultés pour obtenir des vibrations stables durant le perçage. Une étude géométrique des outils a en fait révélé des variations géométriques significatives entre des outils appartenant à un même lot de production. Nous avons donc entrepris une étude systématique des moyens de production, afin d'identifier les points bloquants dans la chaîne de fabrication d'un outil de coupe, en vue d'industrialiser les forets conçus (substrat MG18, revêtement AlTiN, alignement de dépouille et chanfrein d'arête à  $b_\beta = 60\mu m$ ).

### 3.4.1 Fabrication d'un foret

La réalisation d'un foret est une opération délicate. Elle appartient à la famille des opérations de rectification. En effet, ce sont des meules qui vont usiner les formes de l'outil, comme le montre la figure 3.50. Il existe diverses techniques de fabrication, qui dépendent notamment du substrat de l'outil ainsi que de la géométrie désirée. La gamme de fabrication est décomposée en trois grandes phases :

**Ébauche** C'est la phase durant laquelle le barreau de carbure ou d'acier rapide acquiert sa cote diamétrale finale. C'est une opération de tournage du diamètre de coupe et de mise à la longueur utile du barreau. C'est à ce stade que la cylindricité est calibrée.

**Taillage** Le taillage de la goujure est la deuxième étape. Une meule spécifique avec une trajectoire hélicoïdale donne la forme de la goujure. Cette forme est paramétrée par le diamètre de noyau, la largeur de lèvre et le type de goujure (type N, spécifique,...).

**Affûtage** C'est à ce moment que l'outil acquiert sa géométrie de coupe, avec la réalisation de la pointe de l'outil, notamment avec l'angle de pointe et le type de dépouille (tronconique, à facettes,...).

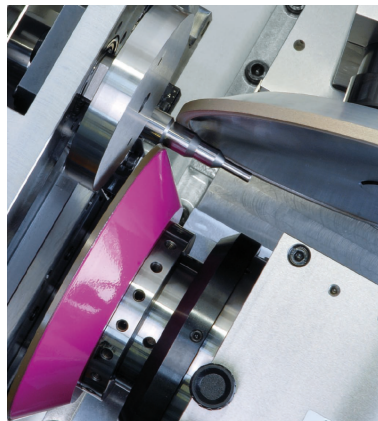
La phase de taillage est la plus complexe à réaliser et la plus longue. En effet, dans le cas d'outils en carbure de fort diamètre par exemple, il faut appliquer un grand nombre de passes pour obtenir la forme désirée. Il existe deux techniques pour réaliser



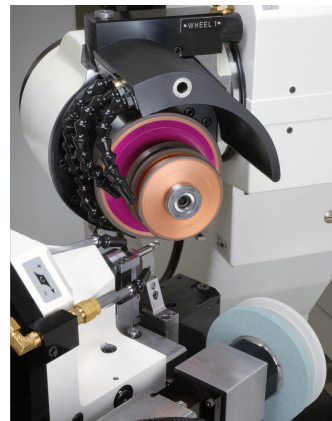
FIGURE 3.50 – Meule de taillage de goujure et d'affûtage de la pointe.

cette forme de goujure. La plus ancienne, plutôt réservée aux outils en nuances aciers rapides, utilise une meule alumine de forme spécifique, dont le profil correspond à la section de goujure. Cette technique est assez rapide, mais coûteuse, car la meule doit être profilée pour correspondre au dessin de la goujure.

La deuxième technique utilise les évolutions des machines de taillage moderne, illustrée par la figure 3.51. Grâce aux mêmes techniques que pour les centres UGV rappelées par Tournier dans (**Tournier2010**) (directeur de commande numérique performant, grande rigidité de la machine, vitesse de déplacement importante, qualité des liaisons mécaniques), il est possible de réaliser des mouvements complexes sur 6 axes nécessaires à la réalisation de la goujure par une meule conventionnelle (et donc moins coûteuse et plus flexible). Dans ce cas, la goujure est la résultante d'interactions complexes dans l'espace d'une meule (cBN ou diamant).



(a) Rectification du diamètre  
(cas d'un outil étagé)



(b) Positionnement relatif de la meule par rapport à l'outil

FIGURE 3.51 – Affûteuse moderne (d'après (**Rollomatic2010**)).

Dans le cas des outils carbures modernes, c'est cette technique qui est utilisée. Néanmoins, puisqu'elle permet une grande liberté de déplacement et de trajectoire, l'usinage 6 axes est complexe à mettre en oeuvre. C'est pourquoi les fabricants de machine proposent des logiciels de type FAO pour permettre la simulation de l'usinage d'un foret, illustré par la figure 3.52. Ils reposent sur l'approche en trois temps

présentée plus haut, à savoir la définition d'un brut et des cotes finales (diamètres et longueurs), puis la caractérisation de la géométrie de la goujure, et enfin le type d'affûtage.

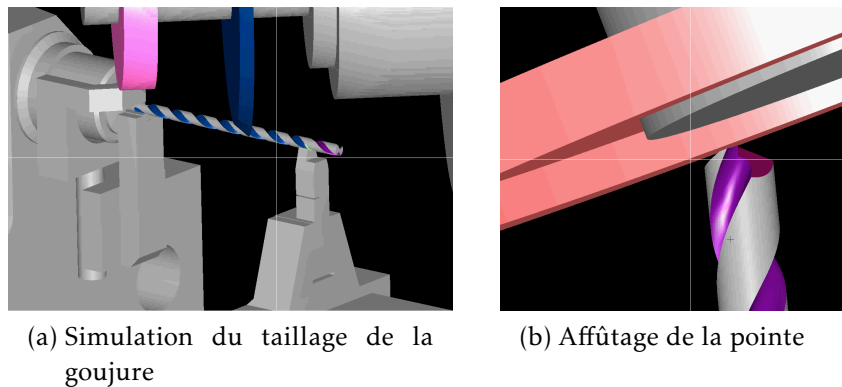


FIGURE 3.52 – Simulation du taillage et de l'affûtage d'un outil (d'après (Burette-Pommay2009 ; Rollomatic2010)).

Au final, la géométrie de l'outil de coupe se compose d'une part de la définition de la goujure, issue du taillage, et d'autre part de la géométrie de la pointe qui est liée à l'affûtage, et est présentée par la figure 3.53. Il faut également noter que dans le cas des outils longs, la conicité de la goujure doit être prise en compte, comme il a été montré plus haut (figure 3.11, page 86).

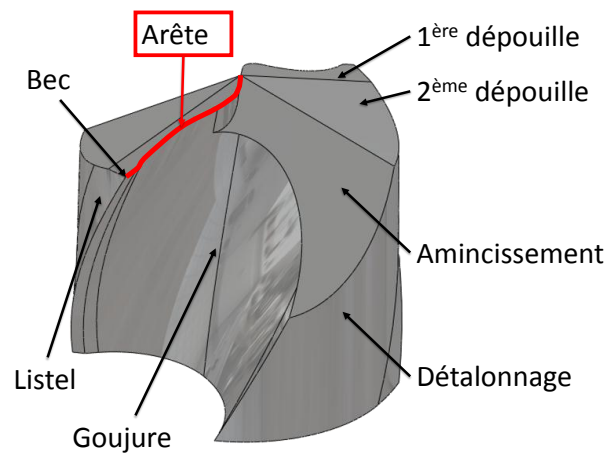


FIGURE 3.53 – Dénomination des parties actives d'un foret

#### 3.4.2 Notions de fabricabilité

La mesure de la géométrie d'un outil de coupe est la concrétisation d'une chaîne de fabrication comprenant 4 étapes : conception, industrialisation, fabrication et contrôle. Pour chacune de ces étapes, il existe des contraintes, alors que la transition entre ces étapes inclut des difficultés de traduction. Par exemple, le moyen de contrôle n'utilisera pas le même référentiel que le moyen de production. De plus, la reproductibilité du procédé de fabrication entre en ligne de compte. L'outil final n'est que la résultante

de ces étapes, et des défauts inhérents à cette fabrication. La notion de fabricabilité repose sur la connaissance de cette chaîne afin de prédire la capacité de réaliser un outil réel le plus proche possible de l'outil théorique.

La première transition entre le modèle CAO et FAO peut poser des problèmes de *traduction*. Le langage de la CAO n'est pas le même que la FAO. La figure suivante montre la différence entre un modèle géométrique CAO représenté sur la figure 3.54a et sa traduction FAO illustrée par la figure 3.54b. Ceci est directement lié aux différences fondamentales de fonctionnement entre les deux plateformes. Il apparaît sur les images suivantes que malgré une définition géométrique identique (angle d'hélice, de dépouille, forme de la goujure), la traduction de la CAO vers la FAO implique des modifications de la forme générale de l'outil. L'amincissement de la pointe, le détaillage et la forme de la goujure sont notamment impactés. Ces variations sont pour l'essentiel liées aux formes de meules employées, ainsi qu'à leurs trajectoires.

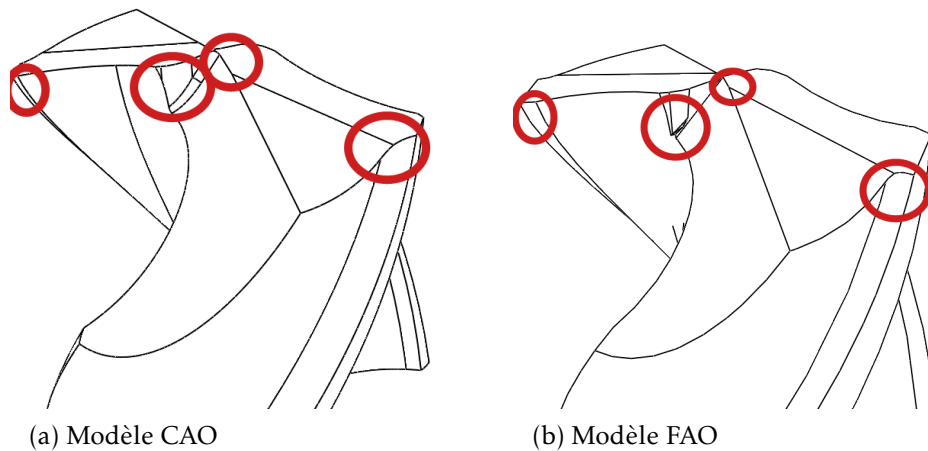


FIGURE 3.54 – Modèle géométrique CAO et FAO d'un prototype d'outil  $\varnothing 5$  pour le projet FGVV.

Si l'on s'intéresse à l'évolution de la géométrie de coupe le long de l'arête sur ces deux modèles donnés par les graphiques 3.55, ces variations de formes modifient légèrement l'angle de dépouille repris sur la figure 3.55b plus réduit sur le modèle FAO. Malgré tout, la tendance générale de cette géométrie est conservée.

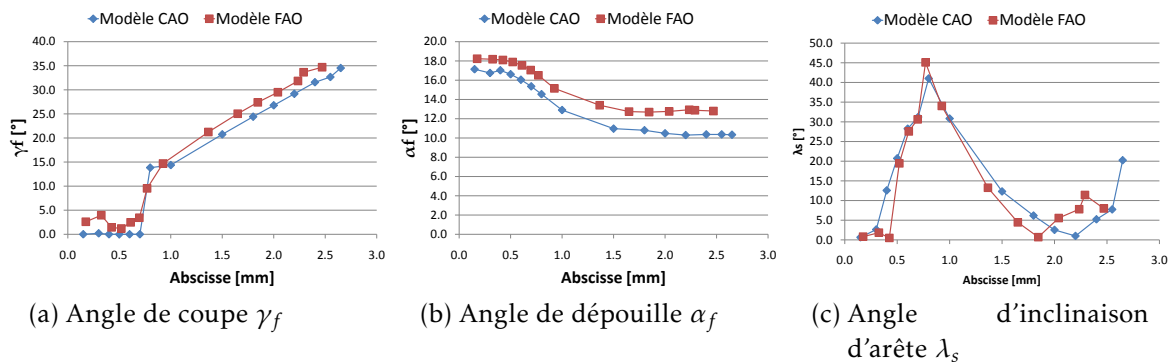


FIGURE 3.55 – Comparaison de la géométrie locale de coupe entre le modèle CAO et FAO pour un outil  $\varnothing 5$ .

De l'outil conçu sur la FAO à l'outil réel, la fabrication apporte également des sollicitations particulières. Comme nous l'avons vu, la géométrie de l'outil est donnée par les trajectoires successives de meule. Celles-ci sont pilotées par la FAO, et donc le modèle vu précédemment. Comme tous les outils de coupe (ici par abrasion), elles sont soumises à une usure, illustrée par la figure 3.56. La perte par usure provoque une modification du point de contact réel entre la meule et la pièce, et donc une modification de la forme générée. Il existe donc une dérive au niveau de la production, qui est contournée par des corrections de programme.

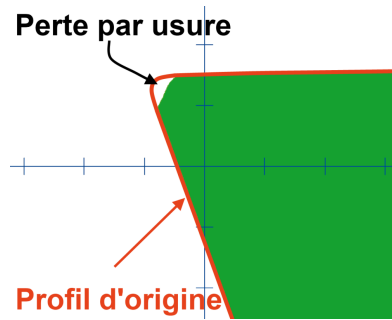


FIGURE 3.56 – Modification du profil de meule lié à l'usure.

Au niveau de la production des outils longs, le paramètre de longueur ouvre la problématique de la flexion de l'outil. L'utilisation d'appuis réglables permet de limiter la flexion. Leurs placements judicieux permet de limiter la flexion, sans gêner le passage des meules. La figure 3.57 illustre ce phénomène. La flèche en bout d'outil  $\delta$  est ainsi fortement réduite par l'utilisation d'un appui, sur un outil  $\varnothing 5$  et de longueur utile 100 mm.

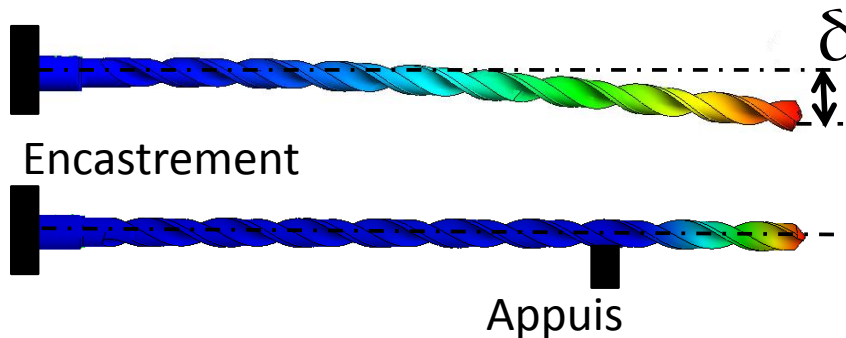


FIGURE 3.57 – Ajout d'un appui pour limiter la flexion en bout d'outil.

En cas de flèche importante, la trajectoire de la meule ne va pas produire la surface désirée, et il en résulte alors des défauts de forme majeurs, comme le montre la figure 3.58. Alors que sur l'outil court, l'arête de coupe est rectiligne, l'outil long présente une arête dégradée. L'amincissement d'âme est plus réduit, et la forme de la goujure est également affectée.

Globalement, on peut obtenir deux défauts principaux sur la forme de pointe, illustré par la figure 3.59, lié au problème de flexion ou de faux rond des barreaux (défaut de cylindricité également). La hauteur des deux lèvres par rapport à la pointe de l'outil peut être différente, ce qui aura pour conséquence une avance à la dent plus importante



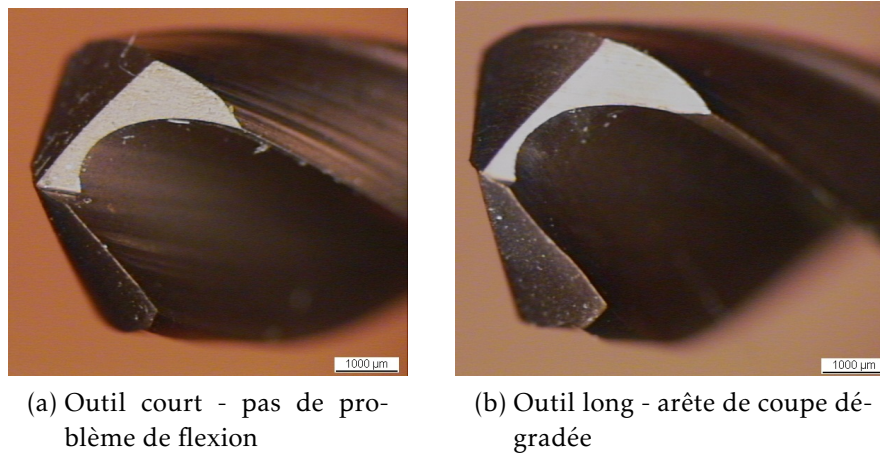


FIGURE 3.58 – Influence de la flexion sur l'affûtage en bout pour un outil acier rapide de  $\varnothing 5$ .

pour la lèvre de droite sur le schéma. D'autre part, le déphasage de lèvre est caractériser par angle entre les deux lèvres différents de  $\frac{2\pi}{N_c}$ . Dans ce cas, les efforts radiaux ne seront pas équilibrés, et l'outil risque de dévier de sa trajectoire lors du perçage.

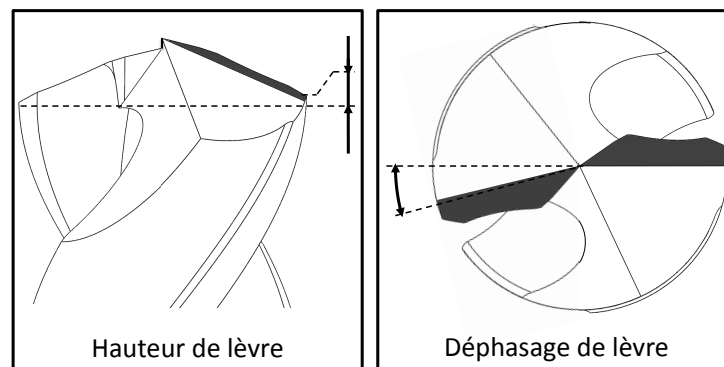
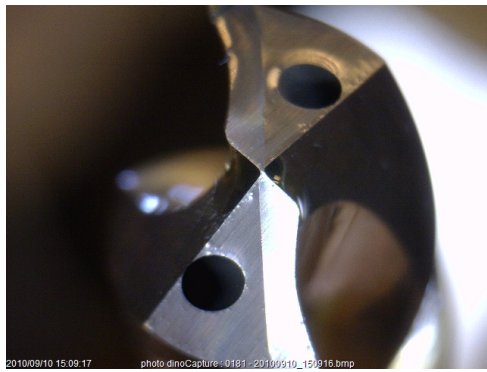


FIGURE 3.59 – Défauts géométriques liés à la flexion et au faux rond de l'outil.

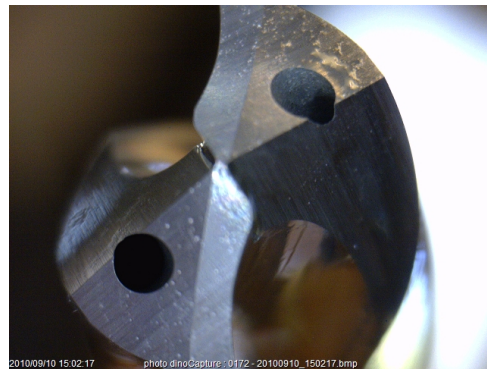
La conséquence de ces diverses variations dans la chaîne de fabrication est particulièrement visible sur la dernière étape du procédé, la préparation d'arête. Dans le cas illustré par la figure 3.60, cette préparation a été effectuée à la meule, avec une trajectoire suivant la position de l'arête théorique. La géométrie globale de l'outil semble identique, bien qu'il existe un décalage angulaire entre les deux outils (en prenant comme référence les trous de lubrification). En revanche, la préparation d'arête est notablement différente. Alors que le chanfrein d'arête au niveau du bec est identique ( $b_\beta = 165\mu m$ ), cet affûtage diminue notablement au niveau du centre pour l'outil n° 10 ( $b_\beta = 59\mu m$ ), illustré par l'image 3.60c, alors qu'il est bien présent sur l'outil n° 2 ( $b_\beta = 138\mu m$ ), comme le montre la photo 3.60d.

Ceci s'explique par l'usure de la meule. En effet, à mesure de l'usinage, la meule va voir son diamètre utile diminuer, le point de contact réel étant alors plus loin de l'outil. Le chanfrein est plus faible car la meule pénètre moins dans la matière. Le chanfrein d'arête, paramètre important dans le déroulement de la coupe comme nous

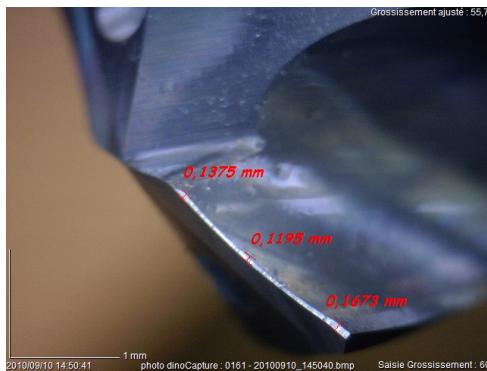




(a) Outil n° 1 Face



(b) Outil n° 10 Face



(c) Outil n° 1 Chanfrein



(d) Outil n° 10 Chanfrein

FIGURE 3.60 – Influence des défauts de fabrication sur la préparation d’arête pour un outil carbure  $\varnothing 9$ .

l’avons déjà identifié (paragraphe 3.3.4, page 111), est donc fortement dépendant de la stratégie d’usinage.

Il est donc clair que la maîtrise du procédé de fabrication est essentielle pour assurer la reproductibilité des outils. Bien que géométriquement comparable, les caractéristiques micro géométriques sont fortement influencées par la stratégie d’usinage ainsi que les phénomènes d’usure. A partir de là, c’est la chaîne complète de fabrication, de la conception au contrôle qui doit être maîtrisée pour assurer la fabrication d’outils reproductibles et fiables. Les fabricants d’outils connaissent ces biais, et leur savoir-faire repose justement sur la maîtrise du procédé.

Au final, l’outil est la résultante d’une conception guidée par la recherche de performance, qui va être progressivement dégradée par les étapes de production. Ces dérives inhérentes à toute production de série peuvent avoir un impact important sur la performance en *PVAE*. En effet, comme l’a montré Guibert dans (**Guibert2007d**; **Guibert2007f**), un outil conçu avec un angle de dépouille trop faible peut totalement amortir les vibrations et empêcher le fonctionnement du *PVAE*, alors que la différence d’angle est de seulement  $2^\circ$ . Il est donc très important de maîtriser cette chaîne de fabrication, afin de limiter l’influence de celle-ci sur la performance de l’outil. Par la suite, nous montrerons que c’est justement cette maîtrise de la géométrie de l’outil qui assure un fonctionnement fiable du *PVAE*.

### 3.5 Un bilan sur la conception d'outils coupants

Le *POV* défini précédemment était la première étape dans l'optimisation de la performance du *PVAE*. C'est seulement à partir de cette base fiable que les études sur l'application industrielle du *PVAE* ont pu être entreprises. Un certain nombre de verrous ont été clairement identifiés par ce biais. La géométrie des outils est une pierre angulaire dans notre étude.

Les moyens de conception, de fabrication et de contrôle constitue une chaîne qu'il est nécessaire de maîtriser pour assurer la performance des outils. Nous avons notamment identifié les différentes sources d'erreurs dans cette chaîne, en illustrent cette démarche par la validation d'une préparation d'arête, ultime étape de la fabrication, mais qui pilote la performance du *PVAE*. Deux échelles d'analyse ont été identifiées à partir de la définition des outils de la géométrie des outils de coupe. C'est par ces deux optiques que nous avons analysé la performance du *PVAE*.

D'un point de vue macro géométrique, le changement de diamètre d'outil implique une modification de la configuration du *POV*. Au delà, le rôle de la première dépouille, et notamment son influence sur le talonnage et l'amortissement de coupe a été mis en avant. De plus, la problématique des outils longs, au travers de la conicité a été abordée. Le passage d'un perçage court vers le forage est une opération complexe, notamment car la géométrie de l'outil doit évoluer pour permettre le forage. Les problèmes de frottement nous ont enfin conduits à pousser nos investigations à une autre échelle.

C'est par l'étude mésoscopique de l'outil que nous avons identifié des paramètres clés dans la performance du *PVAE*. Le frottement aux interfaces est ainsi un point critique. Il génère en effet un amortissement néfaste à la vibration. Il apparaît, avec la mise en oeuvre d'un tribomètre pour l'usinage, que le revêtement doit être choisi de manière à minimiser le frottement et l'adhésion, notamment à basse vitesse. Le matériau usiné est également à prendre ne compte par deux axes. D'abord par son interaction avec le revêtement, et notamment l'adhésion qu'il génère. D'autre part, son comportement mécanique, avec sa capacité à ne pas dissiper une partie de l'énergie produite par la coupe, influe très sensiblement sur le domaine de vibration accessible. Pour ces deux aspects, frottement et matériau, des indicateurs ont été mis en place afin de quantifier les pertes énergétique du procédé.

Le rôle du substrat dans la performance des outils est surtout visible au niveau de la tenue à l'usure. Le choix du substrat s'accompagne d'une géométrie adaptée, et la composition chimique ou résistance mécanique sont des critères de sélection. Il faut noter que la ténacité est un bon indicateur de la résistance à l'usure.

Enfin, un point bloquant a été identifié dans la conception d'outils adaptés pour le *PVAE*. La préparation d'arête joue un rôle majeur dans la stabilisation du procédé dans le temps, et améliore la répétabilité. Nous avons identifié une préparation d'arête optimale. C'est la nature instable du procédé, et notamment la formation du copeau, qui va piloter l'apparition des vibrations. La préparation d'arête adaptée, en stabilisant cette formation de copeau, va stabiliser le processus vibratoire.

A partir de là, nous pouvons dresser un bilan de cette étude paramétrique de conception d'outil coupants pour le *PVAE*. En premier lieu, la maîtrise complète de la chaîne de fabrication doit être assurée, car elle pilote la préparation d'arête, qui pilote

directement la performance du *PVAE* et sa stabilité. Le choix d'un substrat n'est possible qu'en combinaison avec une géométrie adaptée, et peut être guidé par la connaissance des caractéristiques mécaniques, notamment la ténacité. Celle-ci pilote le phénomène d'usure. D'autre part, la dissipation d'énergie doit être maîtrisée, car le *PVAE* n'est alimenté que par l'énergie de la coupe. Le frottement, et la dissipation dans le matériau sont deux points critiques et des critères de quantification ont été mis en oeuvre.

En somme, la conception d'outils pour le perçage vibratoire est principalement guidée par des aspects énergétiques (minimisation des pertes), ainsi que la maîtrise de la formation du copeau, la combinaison de ces facteurs permettant de stabiliser l'instabilité inhérente au *PVAE*.

D'un point de vue industrialisation, nous avons identifié une géométrie d'outil court en acier rapide. Le substrat ASP2030, en combinaison avec un revêtement Al-TiN offre un gain significatif de durée de vie. En revanche, le passage vers un outil long est plus complexe, car des problèmes de fabrication engendrent des défauts de pointe qui ne sont pas compatibles avec une utilisation industrielle. Notamment, la rectitude et le faux rond du barreau de base sont critiques, car ils conditionnent le positionnement symétrique des deux arêtes de coupe, et donc l'équilibrage des efforts lors du perçage. Ces mêmes causes limitent à l'heure actuelle la mise en production des outils carbures développés. Connaissant maintenant les contraintes spécifiques sur la géométrie d'un foret pour le *PVAE*, il est envisageable d'optimiser la gamme de fabrication et de contrôle pour assurer une production précise.

## Modélisation des efforts en perçage

---

La modélisation de l'énergie apportée par l'usinage est un point important dans la maîtrise du *PVAE*. Comme nous l'avons vu précédemment, c'est l'effort de poussée qui va piloter le fonctionnement du système. Il est donc nécessaire de prédire cet effort pour ensuite modéliser le procédé dans sa globalité. Le chapitre précédent a montré que la géométrie de l'outil pilotait directement la performance en *PVAE*. La géométrie locale de coupe, par la préparation d'arête et le frottement notamment, va assurer la performance et la tenue de cette performance. Il est donc nécessaire de mettre en oeuvre des modèles d'efforts permettant de prendre en compte ces phénomènes. Ce chapitre propose la mise en place de deux méthodes complémentaires. En premier lieu, il est montré l'influence des paramètres géométriques sur l'effort global, et surtout sur la répartition de l'effort le long de l'arête. La méthode du couple arête matière est ici utilisée pour apporter la connaissance fine de la répartition d'effort le long de l'arête. Ce modèle est présenté, puis les méthodes d'identification sont exposées. Enfin, il est discuté de la sensibilité de ce modèle. De plus, une méthode analytique est proposée. Par une discrétisation de l'arête de coupe, elle ramène l'étude des efforts en perçage à un modèle de coupe oblique. Cette approche est donc explorée, avec notamment le choix d'un modèle d'effort analytique. De plus, l'acquisition de données et le recalage de ce modèle est exposé. Enfin, la pertinence de cette double approche est discutée.

---

---

## Sommaire

---

<b>4.1</b>	<b>Modélisation des efforts en perçage</b>	<b>129</b>
4.1.1	Approches locales semi analytiques de l'arête de coupe	129
4.1.2	Méthode CAM	134
4.1.3	Vers des modèles d'effort plus complets	136
<b>4.2</b>	<b>Méthode CAM</b>	<b>137</b>
4.2.1	Présentation du modèle retenu	137
4.2.2	Données d'entrée du CAM	142
4.2.3	Identifications des paramètres du CAM	144
4.2.4	Étude de sensibilité	152
4.2.5	Application à la préparation d'arête	158
<b>4.3</b>	<b>Méthode Analytique</b>	<b>160</b>
4.3.1	Principe de discrétisation d'arête	160
4.3.2	Identification des conditions d'essais	162
4.3.3	Banc de coupe orthogonale	165
4.3.4	Données extraites des essais de coupe	166
4.3.5	Modèle phénoménologique de coupe	169
4.3.6	Modèle de coupe analytique	172
4.3.7	Extraction de données et recalage du modèle	175
4.3.8	Application à diverses géométries	177
<b>4.4</b>	<b>Quel modèle d'effort pour le PVAE?</b>	<b>180</b>

---

## 4.1 Modélisation des efforts en perçage

La modélisation des efforts en perçage s'appuie en grande partie sur les résultats issus de l'étude de la coupe (coupe orthogonale ou oblique), mais il est nécessaire de prendre en compte certaines caractéristiques du perçage, listées ci-après.

1. L'opération est réalisée en milieu confiné, le copeau n'est donc pas libre de ses mouvements. L'angle d'écoulement du copeau  $\eta_c$  (voir figure 4.51, page 176) en particulier est un compromis entre la coupe et la place disponible dans la goujure (par construction).
2. Les lèvres de l'outil travaillent théoriquement de manière symétrique, et il n'existe donc pas d'efforts radiaux. Seuls le couple et l'effort de poussée sont pris en compte. Néanmoins, les problématiques de déviation, d'ovalisation et de défauts qualitatifs du trou sont directement liés à un défaut d'affûtage, et donc à la dissymétrie des arêtes de coupe (voir figure 3.59).
3. L'arête de coupe est la résultante des faces de coupe et dépouille. Sa géométrie évolue avec le rayon, comme il a été montré plus haut (figure 1.5, page 6). La coupe ne se déroule pas de la même façon en fonction de la position radiale.
4. Les phénomènes se déroulant au centre de l'outil sont mal définis. Il est retenu en général qu'il coexiste un phénomène d'indentation et d'extrusion de la matière, et que globalement celle-ci est seulement repoussée sur l'arête de coupe principale, et n'est pas *coupée*.

Ces remarques complexifient donc la modélisation déjà délicate de la coupe. C'est pourquoi il existe très peu de modèles analytiques d'effort en perçage, et que les modèles phénoménologiques et semi analytiques sont les plus courants. Il faut également noter quelques modèles numériques.

Ces diverses limitations conduisent les auteurs à deux types de modélisation des efforts. D'une part les modèles semi-analytiques, issus d'une discrétisation de l'arête de coupe et de l'utilisation d'un modèle de coupe oblique analytique sur chaque arête élémentaire pour reconstruire l'effort global. D'un autre côté, il existe des modèles phénoménologiques, basés sur la mesure des efforts lors du perçage. Quelques auteurs ont apporté la modélisation numérique au cas du perçage, mais ces études restent marginales, d'autant plus que les modèles de coupe orthogonale numérique sont encore assez peu fiables. De plus, la plupart des études portent sur la phase stabilisée des efforts, et parlent peu de la phase d'entrée dans la matière. Enfin, la modélisation du couple est encore peu développée, et c'est principalement l'effort de poussée qui est retenu.

### 4.1.1 Approches locales semi analytiques de l'arête de coupe

C'est dans cette optique qu'ont été développés les modèles semi analytiques d'effort en perçage. Ils reposent sur la discrétisation de l'arête de coupe en arête de coupe élémentaire, introduit entre autre par Armarego (Armarego1984) et Watson. Les travaux

de Watson concernent la définition géométrique des outils (**Watson1977**), et une série d'articles (**Watson1985** ; **Watson1985a** ; **Watson1985b** ; **Watson1985c**) sur la modélisation des efforts dûs à l'arête de coupe centrale et aux deux arêtes de coupe principales, sur un foret de géométrie ancienne, comme illustré ci-après 4.1. Il a ainsi défini les bases des modèles d'effort en perçage, notamment par la décomposition du modèle en fonction de la zone de coupe.

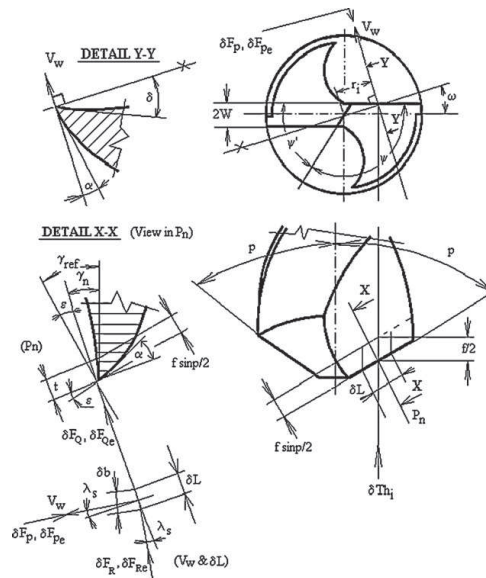


FIGURE 4.1 – Outil à affûtage spiro conique standard, utilisé par Watson, Armarego et Audy (d'après (**Audy2008**))

Armarego a proposé une évaluation des efforts en perçage basée sur la mesure durant l'usinage. Il propose dans (**Armarego1984**), et se basant sur les travaux de Watson, un modèle d'effort où il décompose l'arête de coupe en un nombre fini d'arêtes élémentaires. Il applique ensuite un modèle d'effort, en se basant sur la géométrie locale de coupe, et détermine ensuite l'effort et le couple global par sommation des efforts élémentaires. Il étend ensuite cette approche dans (**Armarego1996**) à d'autres types d'affûtages plus évolués, comme l'amincissement de l'âme, ou la correction de lèvre (voir figure 1.3, page 5). Enfin, Audy synthétise dans (**Audy2008**) cette approche, en incluant notamment la connaissance fine de la géométrie locale de l'outil, mais également l'influence du revêtement sur l'effort de poussée et le couple, avec la prise en compte des phénomènes particuliers présents au niveau de l'âme de l'outil. Ces modèles restent néanmoins basés sur une approche phénoménologique de la coupe.

Ce principe de découpage de l'arête de coupe du foret en arêtes élémentaires a été repris et étendu, notamment en intégrant un modèle de coupe analytique comme celui de Merchant (**Merchant1945** ; **Merchant1945a**) ou d'Oxley (**Oxley1989**), voir des modèles de comportement du matériau plus complexes. Elhachimi expose ainsi dans ses articles (**Elhachimi1999a** ; **Elhachimi1999**) comment extraire la géométrie des arêtes de coupe locales, comme illustré par la figure 4.2 (dans le plan  $P_n$ ) de l'outil à partir des données constructeurs (forme et angle de la dépouille, angle d'hélice, forme de la goujure). Il applique ensuite sur l'arête principale un modèle de coupe oblique de type



Oxley. Sur l'arête centrale, où il suppose un phénomène d'indentation, il applique ce même modèle, mais en réalisant une correction de la géométrie locale apportée par (Armarego1996).

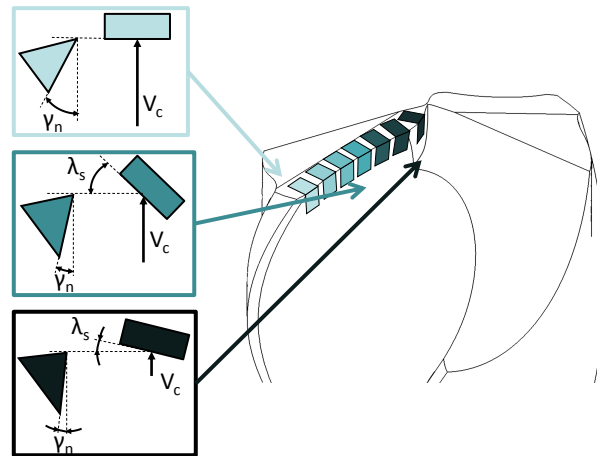


FIGURE 4.2 – Arête de coupe vue comme l'assemblage d'arêtes élémentaires, discrétisation (d'après (Naisson2009))

Pour calculer l'effort et le couple total, il fait alors l'hypothèse, reprise par ailleurs, que chaque arête élémentaire est indépendante de ses voisines, l'hypothèse la plus forte dans ce cas. Il utilise les coefficients thermo dépendants du modèle d'Oxley disponibles dans la littérature pour son matériau (45M5r Ascometal), et calcule l'angle de cisaillement  $\varphi$  à partir du rapport de compression du copeau et de l'angle de coupe. Il obtient alors une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et le modèle, notamment le respect des tendances, à savoir une dépendance forte du couple et de l'effort à l'avance. Il subsiste néanmoins toujours une erreur moyenne d'environ 15%, dont il n'explique pas l'origine.

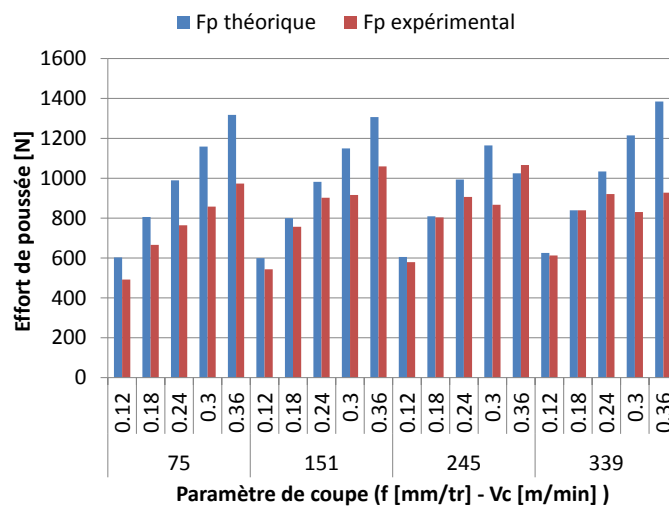


FIGURE 4.3 – Comparaison du modèle d'effort avec les essais de perçage dans le plein (adapté de (Elhachimi1999a ; Elhachimi1999))

Il apparaît sur les graphiques que l'effort 4.3 est correctement modélisé pour une vitesse de coupe suffisante (certainement supérieure au  $V_{c_{min}}$  défini par le COM). Néan-

moins, à forte avance et haute vitesse, l'écart est important, et la tendance n'est pas respectée. Cela est certainement dû à la non prise en compte de la fragmentation du copeau, ou au phénomène d'adoucissement thermique. Ces remarques sont également valables pour le couple.

Dargnat a aussi introduit un modèle de coupe de type Oxley au cours de sa thèse (**Dargnat2006**), en intégrant également un modèle géométrique complet de l'outil. Il construit ainsi le modèle géométrique de son outil par l'intersection de surface, comme le ferait un logiciel de FAO adapté au foret. Il obtient donc un modèle d'outil très précis, et tenant compte des contraintes de production (**Dargnat2008**). Les étapes de cette définition géométrique sont illustrées par la figure suivante 4.4 (définition de la géométrie de la goujure, positionnement de la pointe, outil final reconstruit).

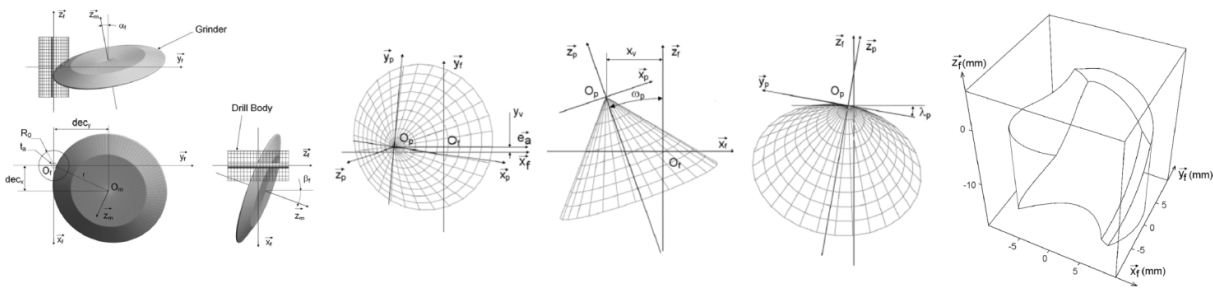


FIGURE 4.4 – Modélisation géométrique de l'outil (d'après (**Dargnat2008**))

Il pousse beaucoup plus loin sa modélisation de la coupe, en reformulant en partie le champ de vitesse, de pression et de température autour de l'outil proposé par Oxley. Il applique ensuite une loi de comportement de type Johnson & Cook (**Johnson1993**) qui prend en compte l'influence de la vitesse de déformation et de la température pour calculer la contrainte de cisaillement à l'entrée de la zone de cisaillement primaire. Il utilise des moyens expérimentaux assez poussés pour identifier les coefficients de son modèle sur des essais de coupe orthogonale (entre autre l'angle de cisaillement, la longueur de contact sur la face de coupe, le rayon d'enroulement du copeau par une caméra haute vitesse) ainsi que des mesures d'effort et de copeau afin d'étudier le comportement de la matière dans la bande de cisaillement. Les coefficients du modèle de J&C sont issus de la littérature. Il étudie les limites de son modèle de coupe, et établit alors que les hypothèses de base sont parfois trop fortes dans certaines configurations de coupe (indépendance des zones de cisaillement, influence du rayon d'arête, rôle de la pression hydrostatique dans la bande de cisaillement). Il obtient néanmoins une bonne corrélation sur l'effort d'avance dans toutes les configurations (angle de coupe, vitesse avance), mais un domaine de validité plus réduit sur l'effort de coupe (pour un angle de coupe négatif, les résultats sont non physiques). Au final, il réalise des essais de perçage avec avant trou, pour éliminer l'effet de l'âme, et analyser chaque portion d'arête indépendamment. Il obtient le même niveau d'erreur qu'Elhachimi, soit environ 15% sur l'effort de poussée et le couple. Il apparaît sur la figure 4.5 que la répartition de densité linéique de force sur l'arête de coupe est globalement respectée pour les deux géométries d'outil qu'il utilise.

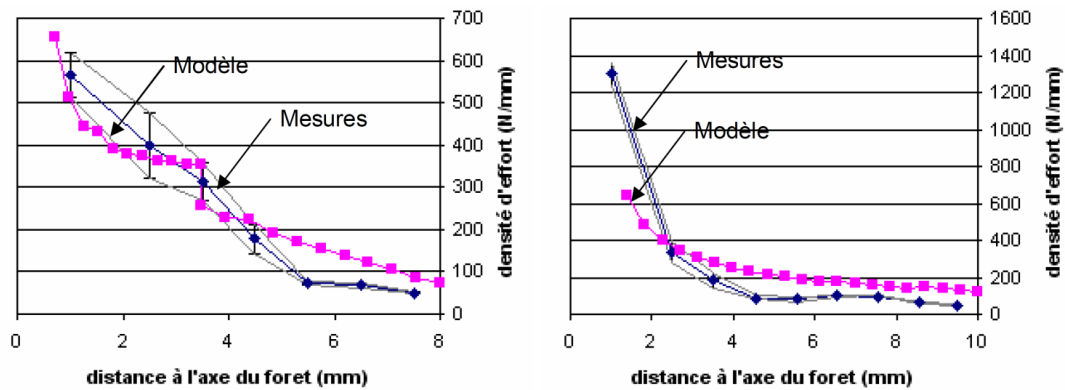


FIGURE 4.5 – Répartition linéique d'effort le long de l'arête pour deux géométries de foret carbure  $\varnothing 16$  et  $\varnothing 20$  (d'après (Dargnat2006))

Néanmoins, de par la connaissance fine de son modèle, il en distingue les points sensibles et donne donc les pistes d'évolution (Dargnat2009) :

1. Une loi de comportement tenant compte des très faibles et grands taux de déformations, de manière à assurer la continuité des contraintes à la fin de la zone de cisaillement secondaire.
2. Amélioration du modèle dans cette même zone avec notamment la prise en compte de la pression hydrostatique dans le chargement sur la face de coupe.
3. Prendre en compte le comportement de la matière à l'interface entre la ZCP et la ZCS.
4. La prise en compte de la fracturation dans la formation du copeau, qui consomme une part non négligeable de l'énergie de la coupe.
5. Pour le modèle de perçage, la prise en compte de l'interaction entre les éléments est indispensable car il y a une adaptation de l'angle de cisaillement entre autre due à l'enroulement du copeau dans la goujure

Jrad a réalisé au cours de sa thèse (Jrad2007) une approche similaire (modélisation mathématique de la géométrie de l'outil, modèle de coupe local par discrétisation, loi de comportement de Johnson & Cook), et a comparé ses résultats théoriques et expérimentaux dans le cas du perçage d'un acier 42CrMo4 à 290 Hb, avec un outil carbure  $\varnothing 8$  revêtu TiN. Il trouve une bonne cohérence sur les efforts de perçage, illustré par la figure suivante (montrant l'évolution de l'effort de poussée en fonction des conditions de coupe pour le modèle et les essais), qu'il explique par l'utilisation d'un modèle d'écoulement du copeau qui tient compte de l'influence des arêtes élémentaires adjacentes, et par un modèle de frottement thermo dépendant, issu des travaux de Moufki (Moufki1998 ; Moufki2000) (dépendance du coefficient de frottement local à la température de contact). Ces remarques sont également valables sur la modélisation du couple.

Au final, cette méthode repose sur trois étapes :

1. Une analyse de la géométrie globale de l'outil.
2. La discrétisation de cette géométrie pour obtenir la configuration de coupe locale.

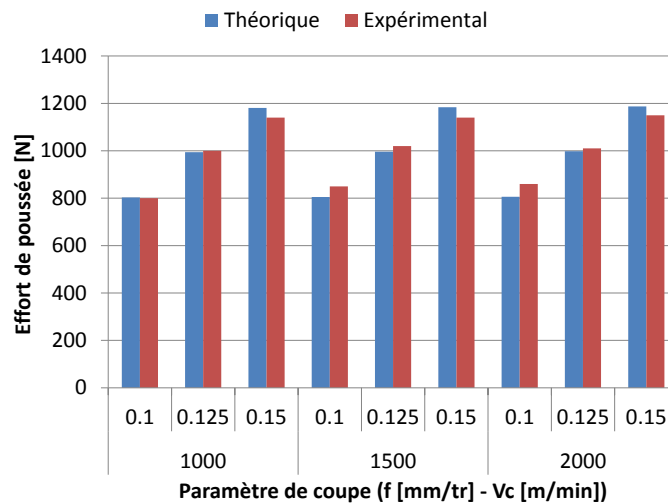


FIGURE 4.6 – Evolution de l’effort de poussée en fonction de paramètres de coupe (adapté de (Jrad2007))

3. L’application d’un modèle d’effort analytique (ou semi empirique) sur toutes les arêtes élémentaires.
4. Une sommation projection des efforts locaux pour obtenir les efforts à l’échelle de l’outil.

### 4.1.2 Méthode CAM

Claudin introduit, pour le perçage, la méthode CAM *Couple Arête Matière*, issu des travaux de Bissey (Bissey2005) dans le cas du fraisage. Cette méthode, détaillée dans (Claudin2006 ; Claudin2008) permet de relier la géométrie locale de coupe à l’évolution des efforts lors de la phase de pénétration. Ainsi, lors de la pénétration de la pointe dans la matière, les zones de coupe de l’outil sont activées en fonction de l’engagement radial. Il est donc possible, pour chaque valeur du rayon de connaître l’effort de poussée et le couple correspondant à cette zone. Par interpolation, il en déduit les efforts sur chaque zone de l’outil, qu’il définit en fonction des phénomènes de coupe, de la pointe au bec, en passant par l’amincissement et l’arête de coupe principale. La figure suivante 4.7 illustre cette approche.

Guibert a étendu cette approche, en ajoutant principalement des modèles de coupe semi analytiques sur chacune des zones, comme il le montre dans (Guibert2009). Ces modèles de coupe sont issus des travaux de Yang (Yang2002), de Stephenson (Stephenson1997) et Chandrasekharan (Chandrasekharan1996). Les différentes zones sont déterminées en fonction du phénomène de coupe (extrusion, coupe dégradée, coupe avec configuration variable), comme illustré sur la figure suivante 4.8a.

Il repose sur le comportement local de coupe, mais ne prend pas en compte explicitement le comportement du matériau par exemple. C’est pourquoi la formulation générale des efforts reprend la forme connue (4.i) pour la modélisation phénoménologique des efforts. L’hypothèse faite ici est que l’effort total est égal à la somme des efforts générés indépendamment par chaque zone. C’est une hypothèse forte, car on sait que la matière refoulée par la zone 3 est labourée en zone 2 puis finalement coupée en

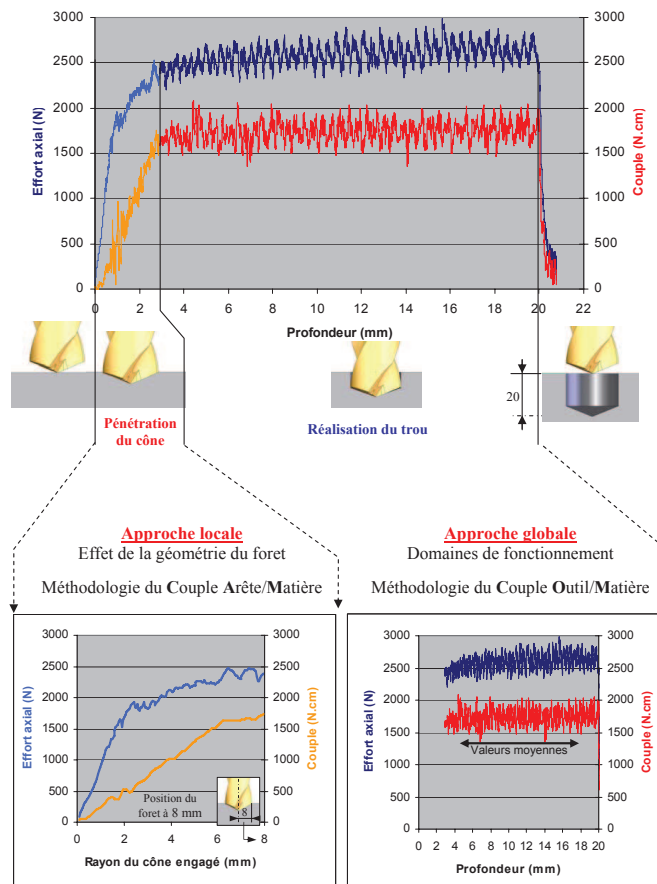


FIGURE 4.7 – Evolution de l’effort et du couple en fonction du rayon d’outil engagé (d’après (Claudin2006))

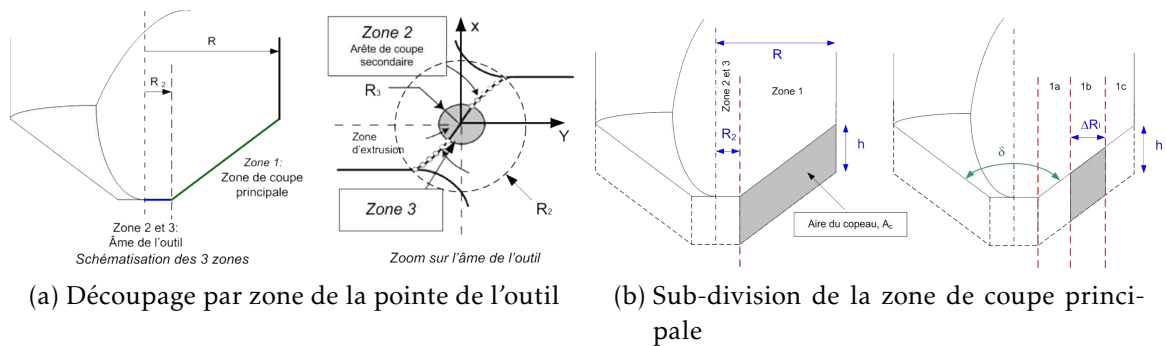


FIGURE 4.8 – Schématisation des zones sur l’outil (d’après (Yang2002 ; Guibert2009))

zone 1. L'enroulement complexe du copeau en perçage, en milieu confiné, montre bien que les phénomènes de coupe le long de l'arête sont interdépendants. Yang propose une formulation générale pour les efforts pour chaque zone, de la forme suivante (4.i) Cette formulation de type puissance prend donc en compte la position considérée sur l'arête (et donc la zone), l'avance à la dent  $h$ , ainsi que deux paramètres ( $K_k$  et  $q_k$ ). C'est le type d'équation qu'on rencontre régulièrement en modélisation de la coupe.

$$F_k = K_k \Delta R_k h^{q_k} \quad (4.i)$$

Il y a ici une hypothèse forte sur l'indépendance des zones entre elles. Il est extrêmement complexe de définir et encore plus de modéliser les interactions entre les différentes zones de l'outil. Guibert explique dans cet article la méthode de calage de la dizaine de paramètres, et identifie également l'influence de chacune des zones sur l'effort total. Il note, comme Claudin, que la partie centrale de l'outil sur les géométries modernes, est responsable d'environ 70% de l'effort de poussée total. C'est donc principalement dans la zone de *mauvaise* coupe qu'est générée la majeure partie de l'effort. Ce phénomène est illustré par la figure 4.9.

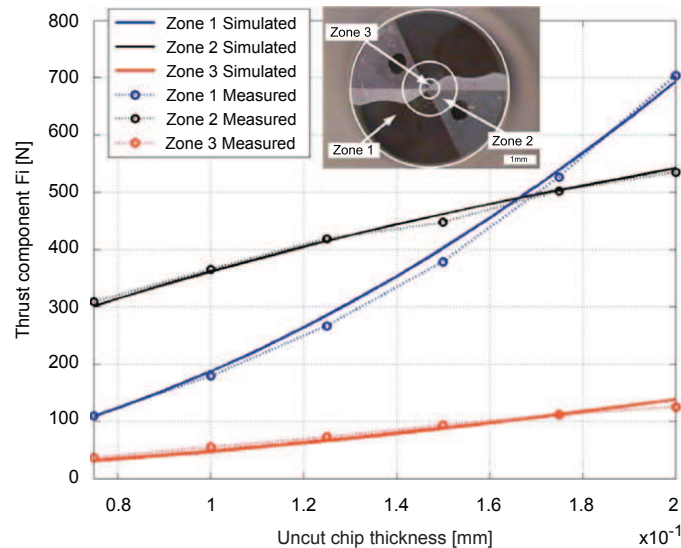


FIGURE 4.9 – Evolution des efforts par zone d'outil par la méthode CAM (d'après (Guibert2009))

### 4.1.3 Vers des modèles d'effort plus complets

Nous venons de voir que Guibert avait utilisé le modèle CAM dans le cadre de la simulation du PVAE. Cette approche reste très liée à la géométrie de l'outil, ainsi qu'au matériau percé. De part la large gamme d'application visée, nous souhaitons mettre en place un modèle plus général, à même de prendre en compte les paramètres mis en avant dans l'étude paramétrique des outils (chapitre 3).

Notre but est de fournir un modèle d'effort pour la simulation du perçage vibratoire. Ce modèle doit prendre en compte la géométrie de l'outil, et refléter parfaitement la phase de pénétration de l'arête de coupe dans la matière. Pour cela, nous proposons d'étendre l'approche de Guibert, en prenant explicitement la géométrie complète

de l'outil dans ce modèle, et d'étudier l'influence des paramètres de coupe (vitesse, avance, préparation d'arête) sur le modèle d'effort.

D'autre part, il apparaît que les modèles analytiques par discrétisation permettent apparemment de reproduire correctement les niveaux d'effort et de couple à partir de modèle de coupe. Nous proposons dans notre cas un modèle de coupe simple, de type Merchant modifié, puis d'appliquer ce modèle pour diverses géométries d'outil.

## 4.2 Méthode CAM

### 4.2.1 Présentation du modèle retenu

Le modèle d'effort repose sur l'approche définie par Guibert (**Guibert2008**) lors de sa thèse. Il est basé sur un découpage de l'arête de coupe en trois zones 4.10, correspondant aux modes d'enlèvement de matière. Nous proposons ici de présenter ce modèle, ainsi que les modifications apportées.

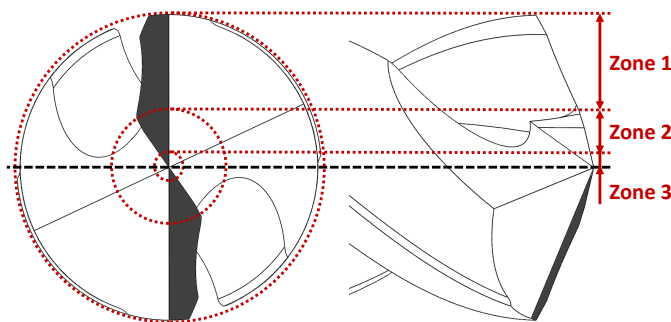


FIGURE 4.10 – Découpage de l'arête en zone en fonction du mode d'enlèvement de matière

**La zone 1** est la zone principale de coupe, où la coupe se passe globalement correctement. L'angle de coupe est positif et la vitesse de coupe relativement importante. C'est la plus grande zone (70% de la longueur de l'arête de coupe), mais celle qui participe le moins à l'effort de poussée (25%). Il faut noter que dans cette zone, les conditions locales de coupe varient fortement ( $V_c$ , angle de coupe et d'inclinaison d'arête).

**La zone 2** correspond globalement à l'amincissement sur les géométries modernes d'outil, également appelé arête de coupe secondaire. La taille de cette zone est donc quasi directement liée au diamètre d'âme de l'outil. Elle représente environ 25% de la longueur de l'arête de coupe, mais participe à environ 45% de l'effort total. La coupe est mal définie dans cette partie de l'outil, car l'angle de coupe est faible (ou négatif) et la vitesse de coupe très faible. Enfin, c'est une zone très confinée, car le copeau généré butte contre la dépouille de l'autre arête de coupe (outil à deux lèvres).

**La zone 3** n'est pas à proprement parlée une arête de coupe. C'est l'extrême pointe de l'outil, où il est convenu qu'il s'agit plus d'un phénomène d'indentation/extrusion que de coupe. On considère que la matière est refoulée de cette partie vers la

zone 2. Cette zone est la plus petite (5%), mais elle produit 30% de l'effort global. L'assemblage des zones 2 et 3 donne plus de 75% de l'effort total, sur une arête représentant moins de 30% de la longueur totale.

La taille de la zone 1, ainsi que les changements importants des conditions de coupe sur sa longueur, entraîne la nécessité de mieux prendre en compte ces paramètres dans notre modèle. C'est pour cela que la zone 1 possède un deuxième découpage, illustré par la figure 4.11. Dans chaque sous-zone  $N_1$ , de largeur  $\delta R_i$ , l'angle de coupe et la vitesse de coupe locale sont connus. En fonction de la discrétisation (valeur de  $\delta R_i$ ), le modèle permet de prendre en compte de manière plus ou moins fine l'évolution des conditions de coupe le long de l'arête.

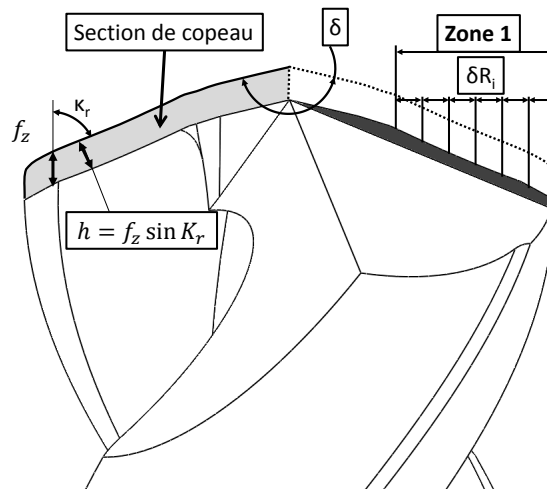


FIGURE 4.11 – Discrétisation de la zone 1 et section de copeau.

Pour identifier ces modèles, il faut être capable de discriminer la part de chaque zone sur l'effort global. C'est ce que l'on peut capturer lors de la phase transitoire de pénétration du cône de l'outil dans la matière. En effet, durant cette phase, l'arête est chargée progressivement. L'enregistrement d'effort repris sur la figure 4.12 montre cette phase transitoire. Il apparaît ainsi qu'à la fin de cette phase, l'effort est totalement généré (effort à la fin de la zone est égal à l'effort moyen au sens du perçage conventionnel). En revanche, le couple n'est pas totalement stabilisé, notamment car les listels de l'outil ne sont pas encore en contact. Lorsque les listels entrent en contact, ils génèrent du couple par frottement. La durée de stabilisation de ce couple est égale à la longueur de listel en contact avec le bord du trou, déterminé par la conicité de l'outil. Il apparaît donc que la prise en compte du listel est nécessaire pour modéliser fidèlement le couple total généré par l'outil. D'autre part, le couple lors de la première phase du perçage est quasiment nul. Il est donc clair que l'effort et le couple ne sont pas générés par les mêmes zones de l'outil. Par exemple, la zone 1 n'est responsable que de 25% de l'effort, mais de 60% du couple d'après la littérature.

Le modèle utilisé ici repose sur les travaux de Stephenson (**Stephenson1997**) et Yang (**Yang2002**). C'est un modèle semi analytique, car s'il tient compte de la géométrie de coupe, il ne dépend pas explicitement du comportement du matériau. La formulation générale pour les efforts pour chaque zone, de la forme suivante présen-



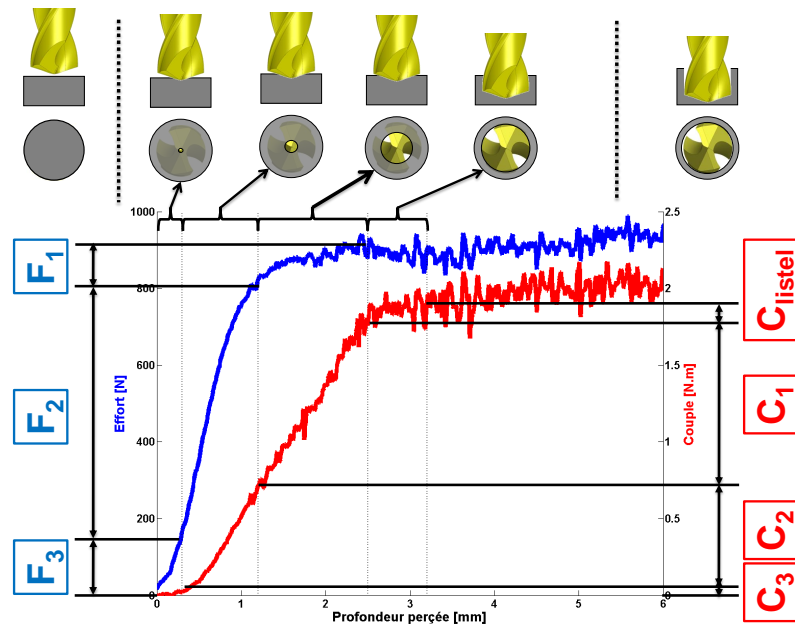


FIGURE 4.12 – Évolution des efforts en fonction de la pénétration de l'outil.

tée plus haut (4.ii), et rappelée ici. Dans cette équation,  $\Delta R_k$  représente la taille de la zone  $k$ ,  $K_k$  est le coefficient de coupe.

$$F_k = K_k \Delta R_k f_z^{q_k} \quad (4.ii)$$

Pour construire le modèle complet, il faut partir de la pointe de l'outil pour aller vers le bec. La zone 3 est la zone d'indentation. Yang propose de tenir compte de ce phénomène dans le calcul du rayon  $R_3$  dans l'équation (4.iii) en utilisant l'angle de pointe  $\delta$  par la relation (4.iv). Lors de l'identification, il faut obtenir la position de  $R_3$  en fonction de  $f_z$ . Le paramètre  $R_0$  n'apparaît initialement pas dans le modèle de Yang, et a été ajouté par Guibert pour palier à son système d'identification de  $R_3$  (détaillé plus loin). Nous verrons par la suite que ce rayon  $R_0$  est finalement quasiment nul lors de l'identification.

$$R_3 = \frac{K_r f_z}{2 \times \tan\left(\frac{\pi - \delta}{2}\right)} + R_0 \quad (4.iii)$$

$$F_3 = K_3 (R_3 \times f_z)^{q_3} \quad (4.iv)$$

Pour la zone 2, le paramètre  $N_c$  permet de prendre en compte le nombre de lèvres de l'outil, comme l'explique l'équation (4.v). Pour identifier  $K_2$  et  $q_2$ , il faut identifier  $F_2$  en fonction de  $h$  à partir de la mesure de  $R_2$  et du calcul de  $R_3$ .

$$F_2 = N_c K_2 (R_2 - R_3) f_z^{q_2} \quad (4.v)$$

Enfin, la zone 1 est la plus grande, et il est donc nécessaire de prendre en compte l'évolution des conditions de coupe le long de l'arête. Stephenson propose (pour un modèle semi analytique de perçage) l'expression (4.vii) pour le paramètre  $K_1$ . Guibert propose une version discrétisée de cette équation (4.viii), associé à un élément de

l'arête de longueur  $\delta R_i$ . L'identification dans ce cas est beaucoup plus complexe, car c'est finalement 4 paramètres qu'il faut calculer, en prenant en compte la variation de l'avance. Finalement, l'effort global généré par la zone 1 est la somme des efforts élémentaires explicité par la relation (4.ix). Guibert proposait une identification par étape, et considérait l'angle de coupe constant.

$$F_1 = N_c K_1 (R - R_2) f_z^{q_1} \quad (4.vi)$$

$$K_1 = K_v (1 - \sin \gamma_i)^{d_i} V_i^{b_1} \quad (4.vii)$$

$$\Delta F_{1i} = K_v (1 - \sin \gamma_i)^{d_i} V_i^{b_1} \delta R_i f_z^{q_1} \quad (4.viii)$$

$$F_1 = \sum_{N_1} \Delta F_{1i} \quad (4.ix)$$

Puisque nous avons accès à la géométrie complète de l'arête, il est possible d'utiliser complètement le modèle proposé, notamment pour la zone 1 avec la prise en compte explicite de l'angle de coupe local  $\gamma_i$ . Il faut préciser que les modèles prennent en compte l'avance à la dent  $f_z$ . La géométrie locale de coupe doit donc être identifiée dans le plan contenant l'avance, soit le plan  $P_f$ . C'est sur la connaissance fine de la géométrie locale de l'outil que nous apportons donc une valeur ajoutée aux travaux de Guibert.

Dans cette approche, la difficulté consiste à déterminer de manière fiable la limite entre les zones. On choisit ici de tenir compte de la géométrie réelle de l'outil. Pour cela, il est nécessaire de connaître l'angle de pointe, le rayon  $R_2$  par mesure de l'outil en bout comme le montre les images 4.13. Il faut également connaître l'évolution des angles (coupe et dépouille) en fonction du rayon, par une mesure sur un modèle CAO ou sur l'outil réel. Nous avons choisi la première solution, car les modèles sont disponibles, et la résolution de mesure est meilleure. En revanche, il n'est pas possible de tenir compte d'une éventuelle dérive de production, comme il a été montré au paragraphe 3.1.

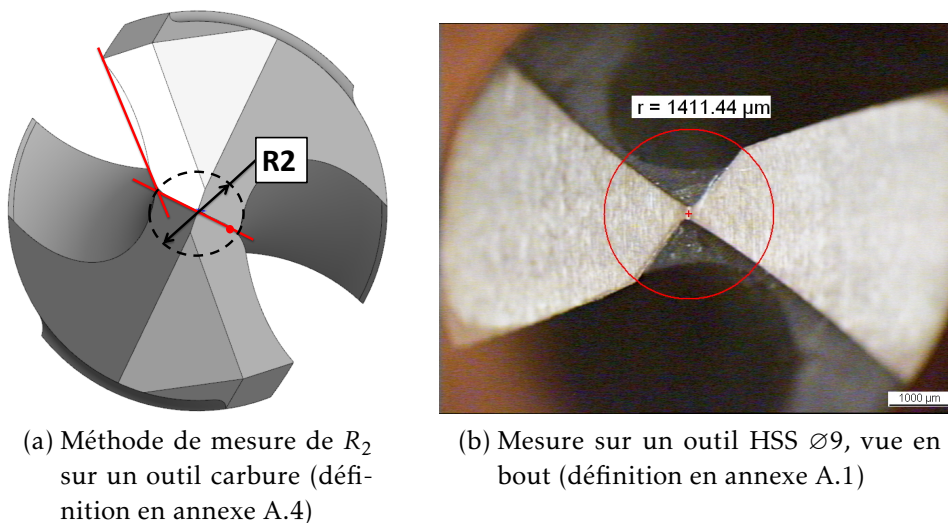


FIGURE 4.13 – Mesure de la position de  $R_2$ , limite de la zone 2.

La limite entre la zone 3 (indentation) et la zone 2 (coupe dégradée) est obtenue par une lecture graphique. Guibert suppose un point d'inflexion dans la pente d'évolution de l'effort, et utilise ce changement de régime comme rayon de transition. Or, il apparaît que cette technique n'est pas applicable à une large gamme de géométrie d'outil. Nous proposons donc de tenir compte du changement de mode d'enlèvement de matière, avec la connaissance de la géométrie complète de l'outil. La zone 3 correspond à de l'indentation/malaxage. La vitesse d'avance est plus grande que la vitesse de coupe, comme le montre le schéma 4.14. Ainsi, l'arête de coupe touche la matière par la dépouille plutôt que par la face de coupe. L'angle d'approche  $\theta$  est directement lié au rapport entre vitesse de coupe  $V_c$  et vitesse d'avance  $V_f$ . Nous choisissons comme critère pour déterminer la fin de la zone 3 le rayon R3(f) pour lequel ( $\theta \geq \alpha_f$ ). Quand cette condition est remplie, c'est que l'arête de coupe attaque la matière par la face de coupe plutôt que par la dépouille. Il est donc nécessaire de connaître l'angle de dépouille de l'outil en fonction du rayon, mais il apparaît également que ce rayon R3 dépend directement de l'avance.

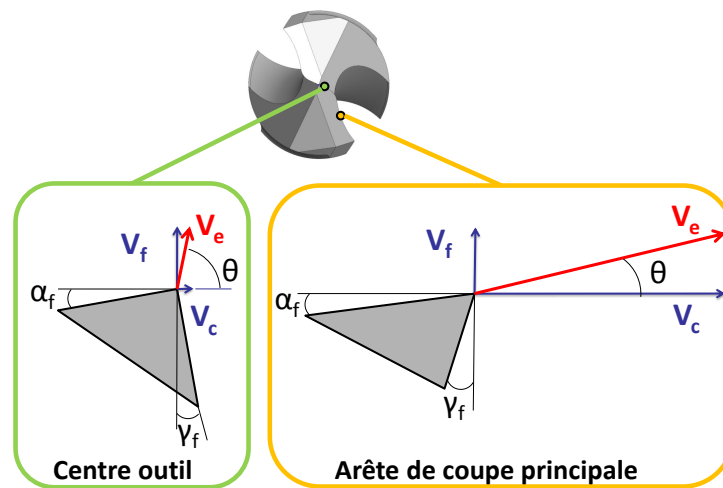


FIGURE 4.14 – Vitesse de coupe résultante en fonction de la position du point considéré sur l'arête de coupe - Vue dans  $P_f$ .

Il est également possible de modéliser le couple, car le dispositif de mesure permet l'acquisition simultanée avec l'effort. De plus, Bondarenko a montré (**Bondarenko2008**; **Bondarenko2008a**) l'influence de la torsion de l'outil sur la forme des lobes de stabilité. La connaissance du couple permet donc d'affiner la simulation du procédé de perçage vibratoire. Nous proposons donc l'extension de la méthodologie CAM au couple. En effet, ce modèle contient déjà tous les paramètres influants sur le couple (avance, géométrie de l'outil), et les modèles pour la zone 1 et 2 sont donc repris directement. Le couple dû à la zone 3 est quasi nul. Néanmoins, Yang propose également un modèle pour cette zone, qui peut être pertinent pour les outils sans amincissement d'âme. Nous retenons donc le modèle (4.x) pour le couple au niveau de la pointe

$$C_3 = K_{3c} (R_3^2 \cdot h)^{q_{3c}} \quad (4.x)$$

D'autre part, le couple dû au listel est une part non négligeable du couple total. La méthode la plus simple pour le quantifier est de faire la différence du couple moyen sur

la phase stabilisée et du couple maximal dans la phase transitoire. C'est une approche qui se veut simple, car la modélisation du couple reste assez peu développée. Pour ce modèle, nous retenons une forme affine (4.xi)

$$C_l = K_l \cdot h + R_l \quad (4.xi)$$

### 4.2.2 Données d'entrée du CAM

Les essais de perçage conventionnel permettent l'enregistrement simultané de l'effort et du couple. Pour cela, un dynamomètre rotatif deux composantes a été retenu, illustré par la figure 4.15. A la base de notre modèle, on fait l'hypothèse que les  $N_c$  arêtes de coupe de l'outil travaillent de la même manière. Ainsi, l'effort par lèvre est égal à l'effort total divisé par  $N_c$ .

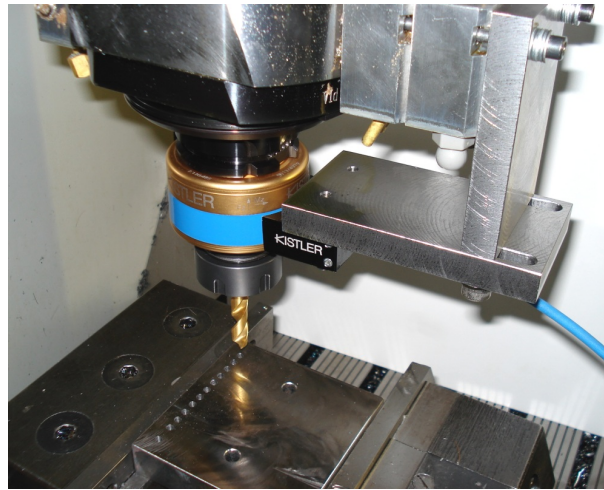


FIGURE 4.15 – Montage de perçage avec le dynamomètre rotatif.

Pour tenir compte des erreurs de mesures dans notre modèle, nous réalisons 3 répétitions par essais. Il est donc possible de comparer cette erreur à l'erreur d'identification. Les essais sont réalisés avec le même outil, avec une vitesse de coupe de  $80m.min^{-1}$  pour les carbures, et  $50m.min^{-1}$  pour les aciers rapides (le tout à sec). La profondeur est volontairement limitée à  $2xD$ . Le but est de limiter l'usure de l'outil, alors qu'un perçage plus profond n'est pas nécessaire puisqu'il suffit d'assurer la pénétration totale de la pointe pour cette étude.

Étant donné que la partie utile de l'essai est la pénétration de la pointe dans la matière, il est important de réaliser une préparation de l'essai visant à minimiser les erreurs de mesures lors de l'engagement de l'outil. Un soin tout particulier est apporté à la préparation de l'avant trou. Il faut disposer d'une surface plane et perpendiculaire à l'axe de l'outil. D'autre part, puisque nous utilisons des outils longs, un centrage est nécessaire. Le diamètre de l'outil réalisant l'avant trou est légèrement supérieur à l'outil à analyser pour limiter le frottement sur le listel avant le perçage.

La plage d'avance est limitée par la tenue de l'outil définie par un COM partiel préalable. L'avance minimale est de  $0.025mm.tr^{-1}$ , et s'étend jusqu'à la casse de l'outil.

Les avances les plus faibles sont utiles pour modéliser finement les épaisseurs de copeaux très faibles observables lors de la plongée en matière du perçage vibratoire, alors que les fortes avances sont importantes pour identifier les phénomènes d'indentation de la pointe.

Les enregistrements 4.16 montrent l'évolution typique de l'effort et du couple sur un perçage complet. Les pointillés verticaux placent respectivement le début du perçage, la fin de la phase de pénétration, et la fin de la zone stabilisée du perçage. Par la suite, il n'est retenu que la première phase du perçage. Celle-ci est calculée par l'angle de pointe de l'outil, les conditions opératoires, par la formule (4.xii). Connaissant le diamètre de l'outil, il est possible de connaître l'instant où le rayon de l'outil est complètement engagé.

$$R_{eng}(t) = \frac{N}{60} f \tan \frac{\delta}{2} \times t \quad (4.xii)$$

En revanche, les efforts sur la phase stabilisée sont obtenus par une moyenne des efforts entre la fin de la pénétration de la pointe et la fin de la zone stable. Il est intéressant de noter que, dans certaines configurations, l'effort à la fin de la phase de pénétration est plus important que l'effort moyen sur la phase stabilisée, illustré par le graphique 4.16a. Ce phénomène ne sera pas étudié par la suite, des auteurs comme Mellinger (**Mellinger2002**; **Mellinger2003**) le classant dans les problématiques liées à l'évacuation du copeau (notamment la formation du premier copeau).

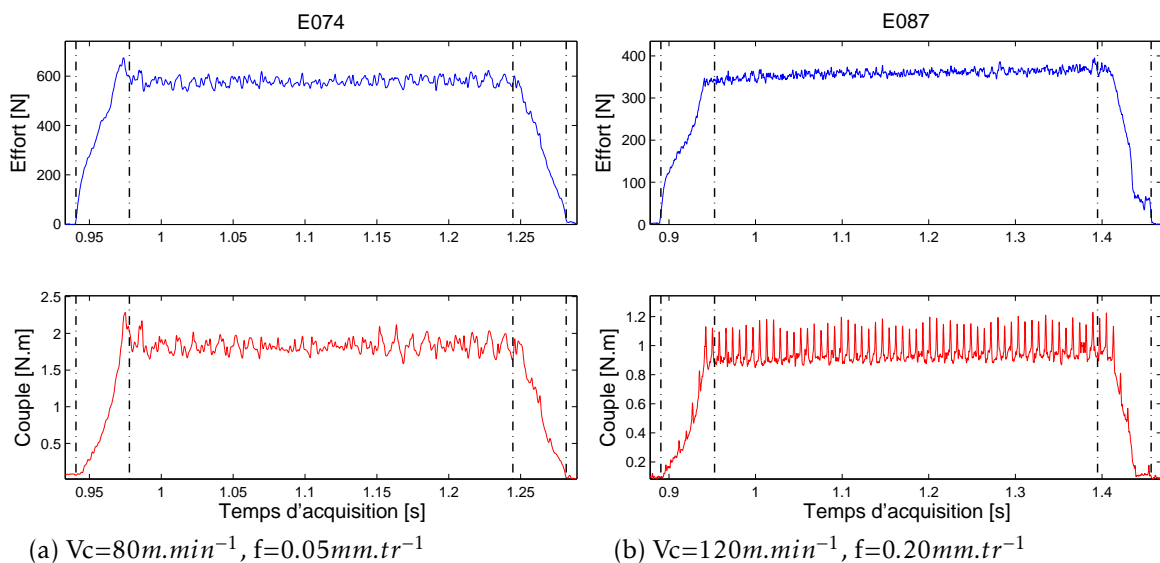


FIGURE 4.16 – Enregistrement de l'effort et du couple lors d'un perçage pleine matière.

Pour s'assurer de la cohérence des essais, lors du chargement des données, les différentes répétitions aux mêmes conditions sont superposées sur un même graphique. Les graphiques 4.17 et 4.18 sont des exemples pour un foret carbure TiAlN  $\varnothing 5$  (définition géométrique en annexe A.3) à une vitesse de  $80m.min^{-1}$ , dans le 35MnV7. Globalement, deux essais successifs sont superposables, et ce quelle que soit l'avance choisie. Il faut noter néanmoins qu'à faible avance le bruit de mesure est assez important, comme le montre le graphique 4.17a.

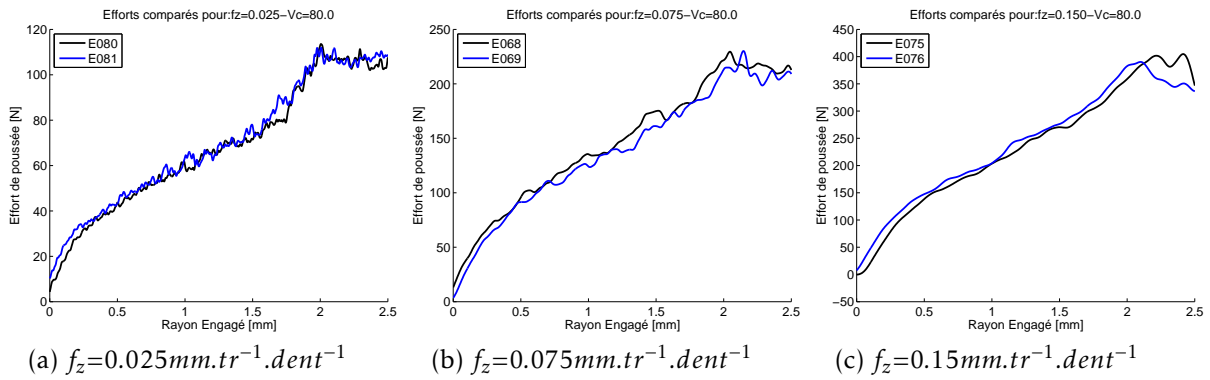


FIGURE 4.17 – Effort de pénétration en fonction de l’avance à la dent  $f_z$ ,  $V_c = 80\text{m.min}^{-1}$ .

Nous proposons ici de retenir la courbe moyenne de plusieurs essais afin de minimiser ce problème de bruit de mesure. En effet, la méthode CAM repose sur une discrétisation de l’arête de coupe, et donc des efforts. Il peut y avoir une erreur importante sur la mesure liée simplement à du bruit, et donc tout à fait négligeable. Cela peut également être illustré par l’essai 4.17c, avec un décrochement pour un des essais (évolution par saut de l’effort). Ces remarques sont également valables pour le couple, illustré par les relevés 4.18.

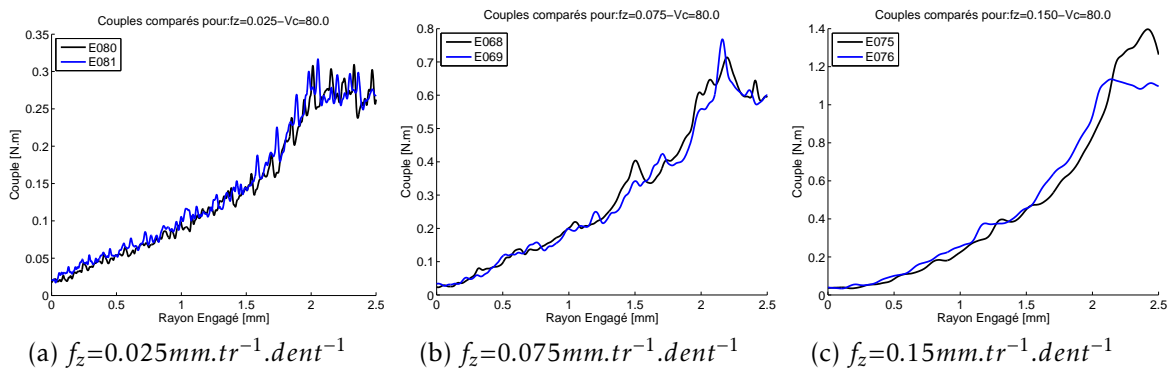


FIGURE 4.18 – Couple en fonction de l’avance à la dent  $f_z$ ,  $V_c = 80\text{m.min}^{-1}$ .

Pour l’identification du modèle, le nombre de points retenus sur la courbe (discrétisation de l’arête) est réglable. Sur cette configuration, 14 points d’effort et le couple sont utilisés, avec 1 point pour la zone 3, 1 points pour la zone 2 et 12 points pour la zone 1. L’arête mesurant 2.8mm de long (foret  $\varnothing 5$ ), cela représente une discrétisation moyenne de 0.22mm. Le modèle retenu est donc précis, puisque pour chaque configuration d’essais, l’arête est découpée en 14 sous zones, pour lesquelles l’effort, le couple (ainsi que l’erreur de mesure associée) et la géométrie locale de coupe sont parfaitement connus.

### 4.2.3 Identifications des paramètres du CAM

L’intégralité de la méthode (importation de fichiers sources, extraction de la phase de pénétration, identification des modèles) a été implémentée sous MatLab. Concer-



nant l'identification, la fonction intégrée *lsqcurvefit* (MathWorks2009) a été utilisée. Elle est particulièrement bien adaptée aux problèmes d'approximation de courbe par une fonction prédéfinie multi-variable, ce qui est notre cas. Elle utilise la minimisation au sens des moindres carrés de la différence entre le modèle et les données d'essais.

Néanmoins, étant donné la complexité du modèle, l'optimisation se passe en deux étapes, comme présenté sur le schéma 4.19. Après le traitement et l'extraction de données des fichiers sources, l'identification de chaque modèle par zone ( $x_3$  sur la figure) pour l'effort et le couple ( $x_2$  sur le schéma) repose sur un processus itératif. Après avoir initialisé les coefficients recherchés (par exemple  $K_2$  et  $q_2$  pour la zone 2), un premier appel à la fonction d'optimisation permet d'obtenir un jeu de coefficient  $J(1)$ . Il est comparé au jeu de coefficients précédent  $J(0)$  (le jeu initial déterminé aléatoirement). S'il existe une erreur supérieure à 0.5% entre deux itérations, alors un nouvel appel à la fonction d'optimisation est réalisé, en utilisant comme point de départ les coefficients trouvés précédemment. Cette démarche se poursuit jusqu'à satisfaction du critère de convergence.

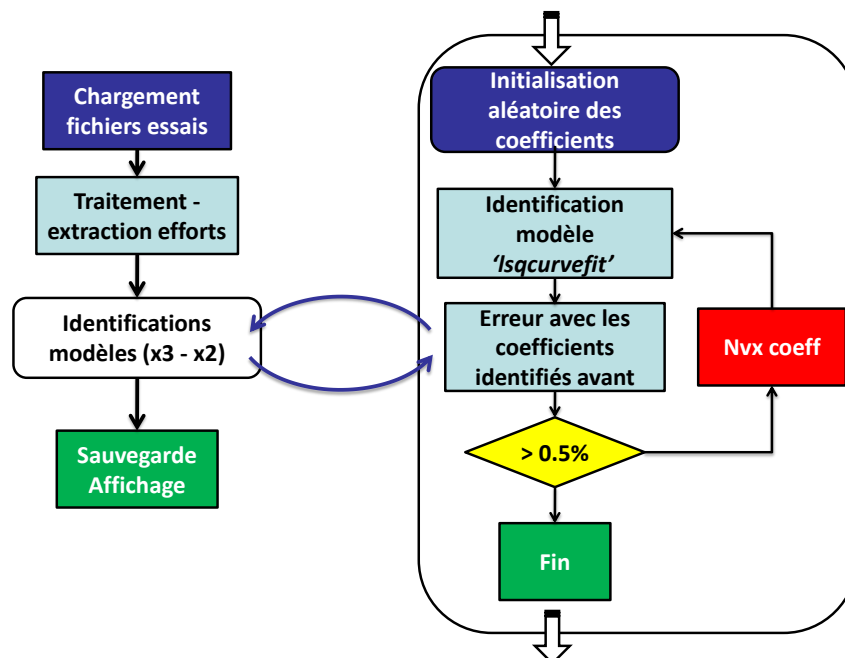


FIGURE 4.19 – Synoptique d'identification des coefficients du modèle d'efforts

Cette méthode permet de s'affranchir des problèmes courants en optimisation, comme le minimum local ou la sensibilité aux conditions initiales, critique dans le cas de problèmes d'identification (Naisson2007). Après un premier passage, fortement dépendant des conditions initiales, la fonction d'optimisation fournit une première estimation, qui approxime le résultat final. Ainsi, au deuxième passage, le point de départ de l'optimisation est proche de la solution, ce qui permet une convergence rapide, et surtout une meilleure fiabilité de la réponse, et permet de s'affranchir complètement de l'influence des conditions initiales. Il est apparu ainsi que la solution trouvée était extrêmement stable (si on lance plusieurs fois de suite le programme, il retombe toujours sur la même solution, mais sans passer forcément par le même chemin).

## 4.2.3.1 Application sur un cas type

Dans cette section, nous présentons les résultats fournis sur un cas test. Il s'agit d'un perçage dans le 35MnV7 avec un outil carbure  $\varnothing 5$ , possédant un chanfrein d'arête de  $R_\beta = 60\mu m$ , et un revêtement TiAlN. Cet outil 4.20 est complètement défini géométriquement (voir définition en annexe A.3), notamment l'évolution des angles de coupe et de dépouille est extraite du modèle géométrique 3D de l'outil, comme illustré plus haut (figure 3.2, page 79). Le rayon  $R_2$  est mesuré dans ce cas à 0.76mm. C'est un outil conçu pour le perçage profond, identique à celui utilisé dans le chapitre précédent 3.5.

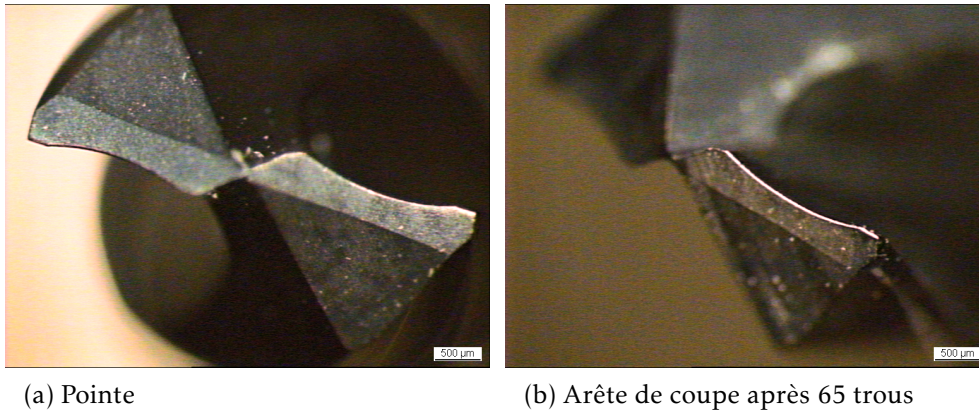


FIGURE 4.20 – Outil carbure  $\varnothing 5$  utilisé pour l'application de la méthode CAM

Les graphiques 4.21 montrent l'évolution énergétique lors de la phase de pénétration de l'outil, pour les diverses avances à la dent retenues pour cette étude. Nous retenirons ici 8 avances à la dent. Il faut noter que les trois premières présentent une épaisseur de copeau non déformée inférieure à la largeur du chanfrein d'arête. Ce choix se justifie car en perçage vibratoire, il a été montré que durant la phase de pénétration et de sortie matière, les épaisseurs coupées devenaient très faibles (voir figure 2.29 page 69). Il est donc nécessaire de tenir compte de ces cas extrêmes dans notre approche. Il faut noter que pour l'avance à la dent maximale de  $0.175\text{mm}\cdot\text{tr}^{-1}\cdot\text{dent}^{-1}$ , l'effort à la fin de la phase de pénétration est plus faible que l'effort maximale (pour un rayon engagé de 2.1 mm environ).

L'identification de la limite de la zone 3 est la première étape de cette démarche. Le rayon  $R_3$  est déterminé par interpolation à partir des données géométriques de l'outil, et de la configuration de coupe, comme le montre la figure 4.22. Il est ainsi possible de connaître l'angle  $\theta$  illustré par la figure précédente 4.14. La formulation de  $R_3$  étant linéaire en fonction de l'avance, et connaissant l'angle de pointe  $\delta$ , il est possible d'extraire par régression linéaire  $K_R$  et  $R_0$  à partir de l'équation (4.iii).

Après ce chargement, l'identification des trois modèles d'efforts donne les résultats suivant 4.23. Les essais sont représentés en bleu, avec l'erreur de mesure associé, alors que le modèle est en pointillé rouge, avec également l'erreur d'identification par avance. Globalement, le modèle permet de très bien reproduire les essais, puisque les zones d'erreurs sont souvent confondues. Pour ce qui concerne le rayon  $R_3$ , le modèle linéaire semble un peu simpliste comme le montre le graphique 4.23a, mais donne



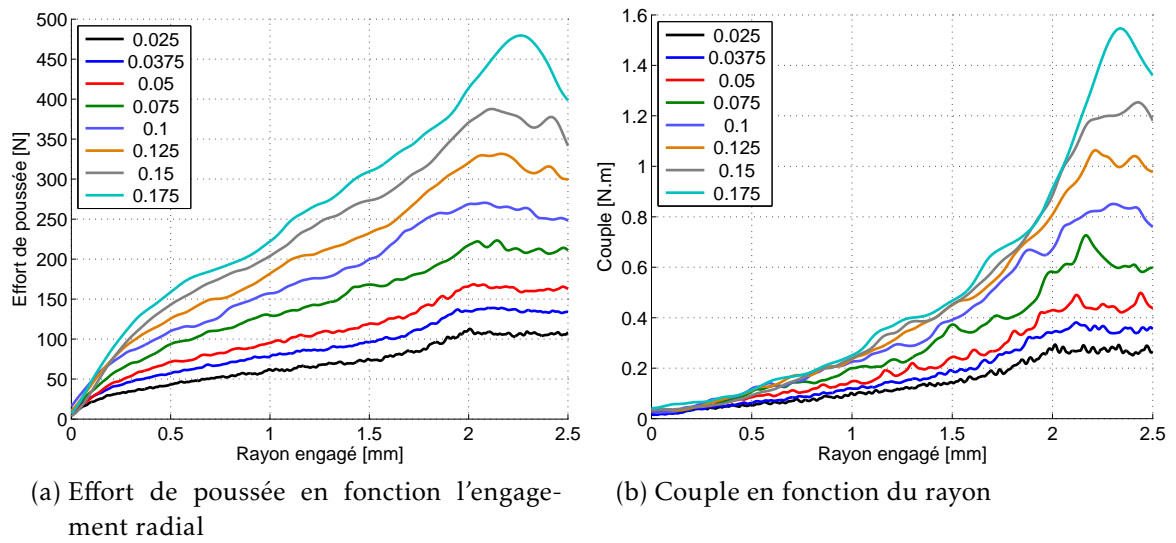
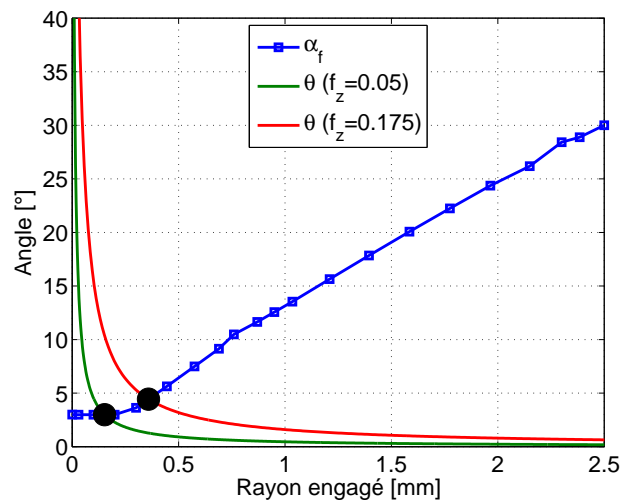
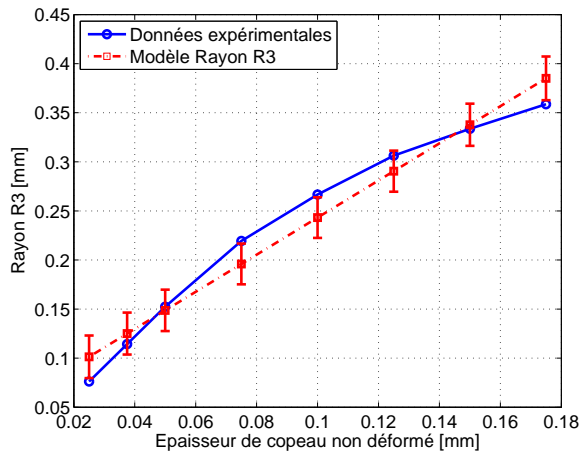


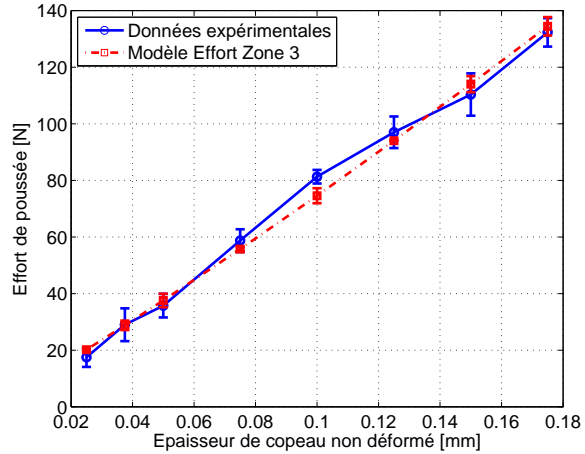
FIGURE 4.21 – Effort et couple de pénétration pour diverses avances par dent.


 FIGURE 4.22 – Position du rayon  $R_3$  en fonction de l'avance.

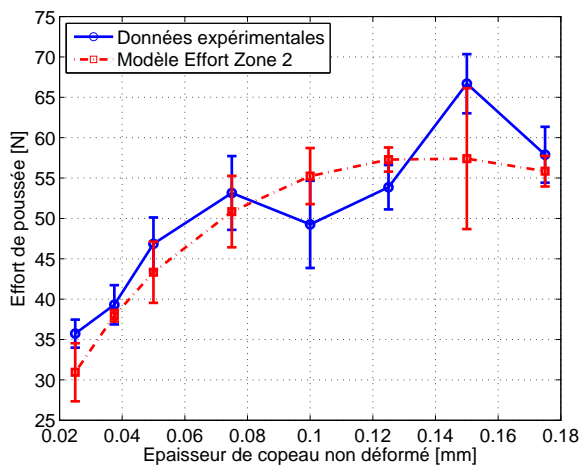
globalement un résultat acceptable. En effet, il pilote directement l'effort en zone 3, qui est parfaitement modélisé dans ce cas, illustré sur la figure 4.23b. Enfin, en zone 1, notre modèle donne une très bonne approximation, même pour les faibles avances. A très fortes avances, l'effort en phase de pénétration passe par un pic d'effort qui ne semble pas cohérent avec les autres essais, comme le montre la figure 4.21a.



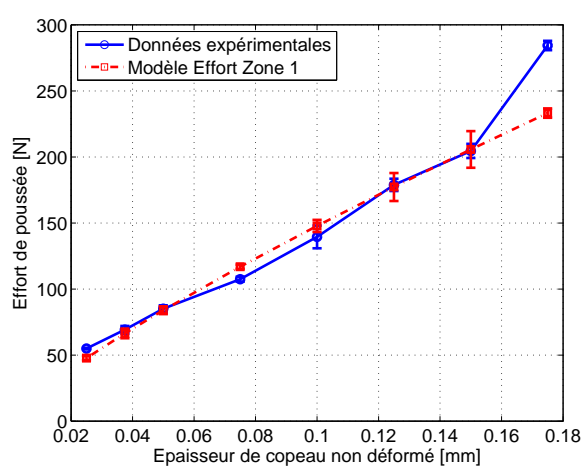
(a) Rayon limite de la zone 3



(b) Effort dans la zone 3



(c) Effort dans la zone 2



(d) Effort dans la zone 1

FIGURE 4.23 – Comparaison entre les essais et le modèle pour l'effort par zone.

Une partie de ces remarques se retrouve sur la modélisation du couple 4.24, notamment sur la zone 1 qui est principalement responsable du couple total 4.24a. Le couple produit par la zone 2 4.24b représente seulement 8% du couple généré par la zone 1. La zone 1 est donc la principale contributrice au couple total. Le couple dû à la zone 3 est très faible du même ordre de grandeur que le couple en zone 2, comme illustré par la figure 4.24c.

Les graphiques 4.25 montrent la répartition totale de l'effort et du couple pour toutes les zones simultanément. Pour cette géométrie d'outil, la zone 1 produit toujours la majeure partie de l'effort et du couple total, et ce quelle que soit l'avance. La zone 2 ne propose un apport significatif qu'à faible avance, alors que la zone 3 produit environ 35% de l'effort total, comme illustré par la figure 4.25a. De manière générale, cette géométrie offre une répartition quasi équilibrée entre l'effort généré par la pointe

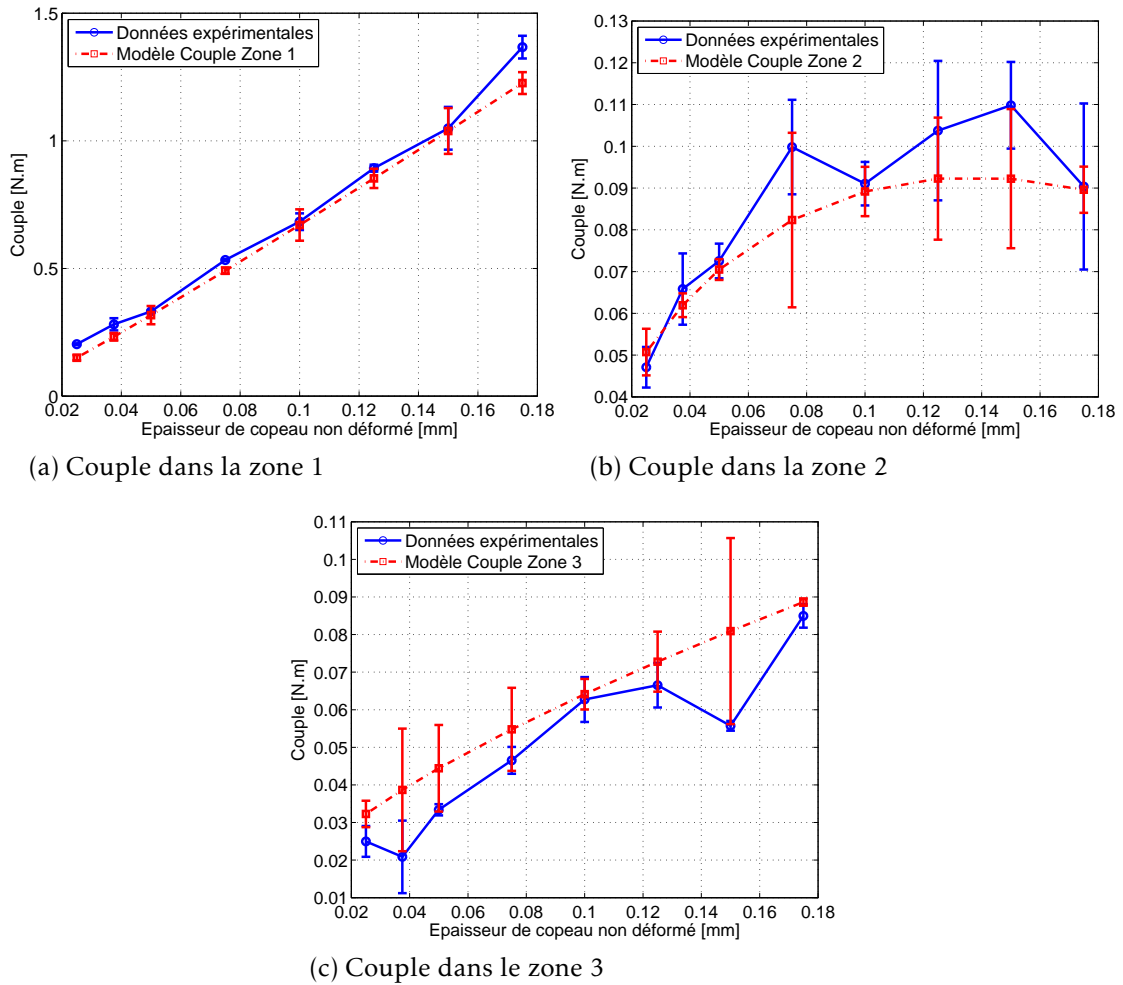


FIGURE 4.24 – Couple par zones en fonction de l'avance : comparaison des essais et du modèle.

(indentation, extrusion, coupe dégradée, zone 3 et zone 2), et l'effort apporté par l'arête de coupe principale (zone 1). Concernant le couple représenté sur le graphique 4.25b, il apparaît que la zone 1 représente plus de 90% du couple total. La zone 2 et la zone 3 contribuent de manière marginale au couple total. Dans ce cas de figure, la modélisation du couple pourrait être réduite. Ce résultat est en accord avec ce qu'expose la figure 4.21b, à savoir un couple très faible jusqu'à environ 0.5mm de rayon engagé (en rappelant que la limite entre la zone 2 et la zone 1 est de  $R_2 = 0.76mm$ ).

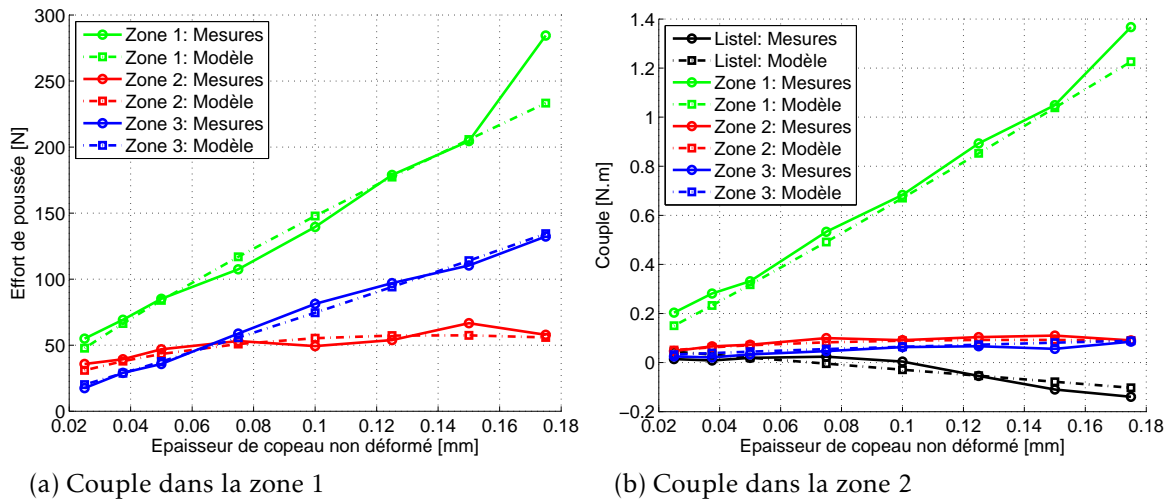


FIGURE 4.25 – Synthèse effort et couple par zone par avances,  $V_c = 80m.min^{-1}$

A partir du modèle, il est possible également de reconstruire la phase de pénétration de l'outil. Les graphiques 4.26a montrent d'une part la courbe réelle et les points de mesures retenues pour réaliser les identifications, ainsi que l'erreur de mesure associée en chaque point. D'autre part, ces mesures discrètes sont comparées au modèle sur le graphique 4.26b, avec l'erreur d'identification associée. Il apparaît sur ces graphiques que notre modèle reproduit parfaitement la phase de pénétration pour toutes les avances. Il faut noter que pour une avance de  $0.175mm.tr^{-1}.dent^{-1}$ , l'effort total à la fin de la phase de pénétration est sous évalué. Ceci s'explique aisément avec les remarques précédentes sur le graphique 4.23d.

La même étude est menée pour le couple, représenté sur les graphiques 4.27. Les conclusions sont identiques, puisque le modèle permet de bien modéliser la phase de pénétration. Quelque soit l'avance, notre modèle sous estime le couple final, et la répartition du couple n'est pas toujours parfaitement respectée, comme l'illustre la figure 4.27b. Néanmoins, il reste globalement en bon accord avec les données expérimentales.

Le tableau suivant 4.A donne les coefficients identifiés pour modéliser l'effort de ce foret. C'est un modèle à 10 paramètres pour l'effort et 10 pour le couple. Il apparaît que le rayon  $R_0$  de la zone 3 est extrêmement faible. Sur certains outils, comme nous le verrons plus tard, il est même à considérer comme un zéro numérique ( $R_0 \approx 10^{-12}mm$ ). Concernant le listel, le paramètre  $R_l$  est très faible, ce qui signifie que pour une avance tendant vers 0, le couple généré par le listel semblerait nul. Ceci est également valable pour d'autres applications outil/matière. Néanmoins, pour des matériaux collants (titane ou inox), il est connu que le listel joue un rôle important dans le couple total,

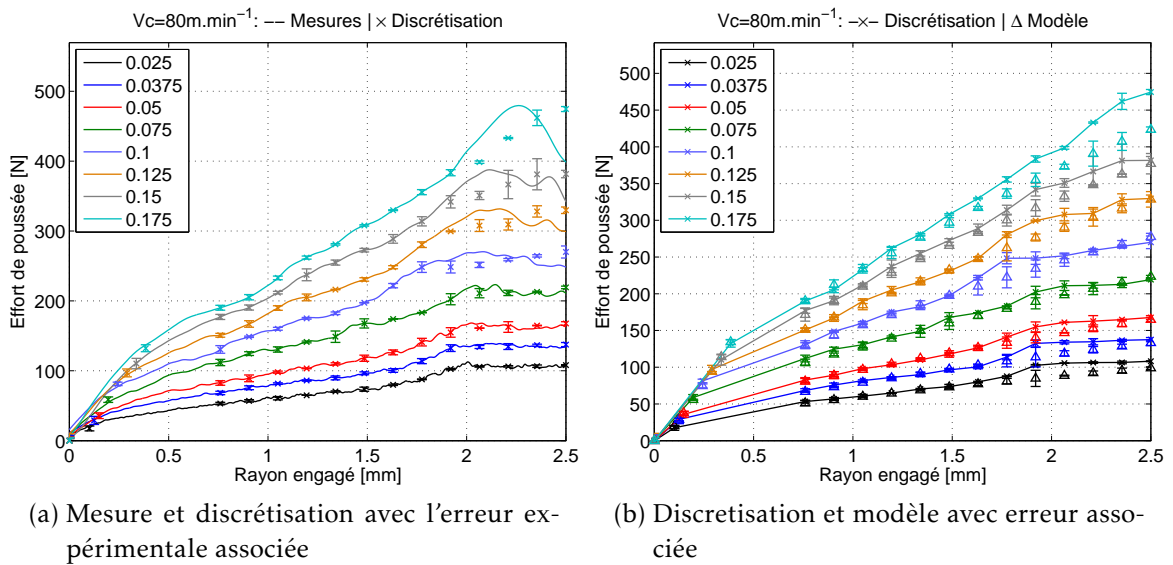


FIGURE 4.26 – Comparaison Mesure - Discrétisation sur l'effort de poussée

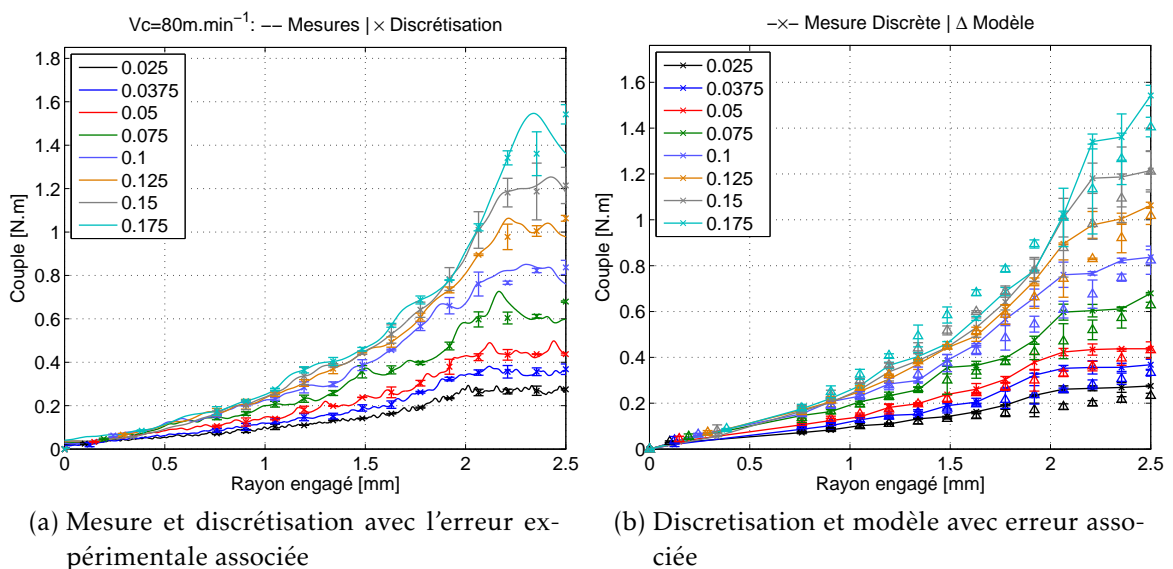


FIGURE 4.27 – Comparaison Mesure - Discrétisation sur le couple

comme l'a montré Bonnet dans (Bonnet2010). De plus, il a été montré que le couple étant majoritairement piloté par la zone 1. En négligeant la zone 2, la zone 3 et le listel, le couple total obtenu est encore proche du couple réel stabilisé.

Ainsi, ce modèle pourrait être réduit à 14 paramètres pour les aciers avec un affûtage avec amincissement. De plus, il modélise complètement l'apport énergétique de l'outil ainsi que sa répartition le long de l'arête de coupe, et prend en compte la configuration locale de coupe.

Effort									
Zone 1				Zone 2		Zone 3			
$K_v$	$b_1$	$d_1$	$q_1$	$K_2$	$q_2$	$K_r$	$R_0$	$K_3$	$q_3$
331	0.27	1.28	0.81	418	0.59	1.19	0.054	639	0.58
Couple									
Zone 1				Zone 2		Zone 3		Listel	
$K_{vC}$	$b_{1C}$	$d_{1C}$	$q_{1C}$	$K_{2C}$	$q_{2C}$	$K_{3C}$	$q_{3C}$	$K_l$	$R_l$
1.63	0.12	-1.16	1.08	0.66	0.58	0.20	0.22	-0.20	0.07

TABLE 4.A – Coefficient du modèle, pour un foret carbure  $\varnothing 5$  (description en annexe A.3) dans le 35MnV7.

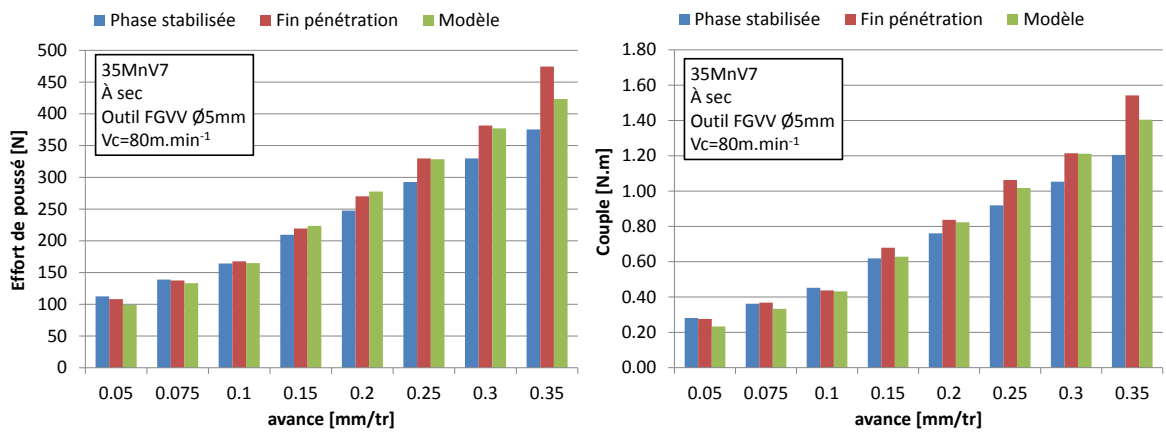
Les efforts et couples modélisés pour la phase stabilisée sont également calculables. Les graphiques suivants montrent la comparaison entre les efforts illustrés sur le graphique 4.28a et couples reportés sur la figure 4.28b modélisés avec les données expérimentales pour la phase stabilisée, et pour l'effort et le couple à la fin de la phase de pénétration. Nous avons en effet noté que l'effort sur la phase stabilisée pouvait être légèrement plus faible que l'effort à la fin de la phase de pénétration.

Globalement, l'ordre de grandeur est bien conservé. Nous avons montré que notre modèle avait tendance à minimiser le couple à la fin de la phase de pénétration. Cette caractéristique est intéressante lorsque l'effort en phase stabilisée est également recherchée. L'erreur moyenne est de 10% sur le couple ou l'effort de poussée. En revanche, aux basses et hautes avances, l'effort est sous-estimé, alors qu'il est sur-estimé pour les avances médianes. C'est un point négatif de cette approche.

La figure 4.29 illustre l'apport de cette méthode par rapport au modèle de Guibert sur la modélisation de l'effort de poussée. Sur toute la plage d'avance, il offre une réduction de l'erreur aussi bien par rapport à l'effort à la fin de la phase de pénétration que sur la phase stabilisée (effort moyen). Il apparaît ainsi que ce modèle apporte un gain significatif.

#### 4.2.4 Étude de sensibilité

Comme toute méthode d'identification et de calage de paramètre, le présent modèle doit rester robuste, ou tout du moins prédictible lors d'une variation de paramètre. Il est nécessaire d'étudier la réponse du modèle soit à une erreur d'identification, soit à un ajustement des paramètres pour simplifier notre modèle. Le but ici est de mesurer la sensibilité du modèle à une erreur d'identification des coefficients. Nous



(a) Mesure et discrétisation avec l'erreur expérimentale associée

(b) Discrétisation et modèle avec erreur associée

FIGURE 4.28 – Comparaison des efforts et couples modélisés avec les essais

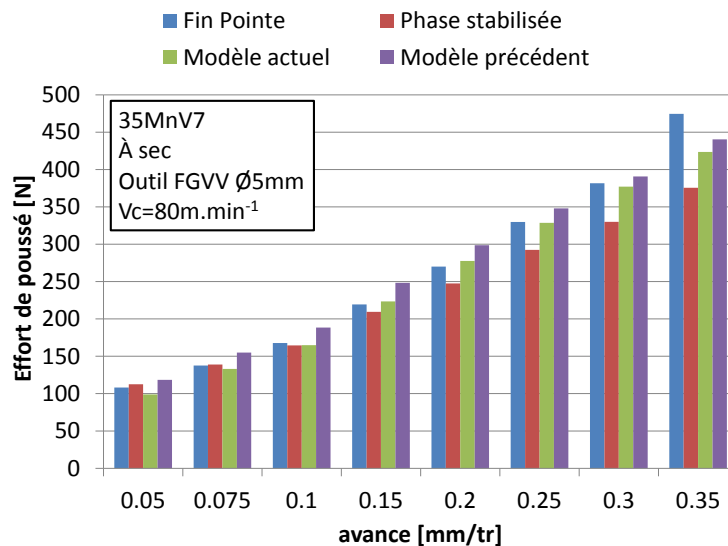


FIGURE 4.29 – Comparaison de l'effort de poussée en phase stabilisé, mesure, modèle de Guibert et nouveau modèle.



fixons une variation de plus ou moins 20% sur chacun des coefficients indépendamment, puis sur l'ensemble des paramètres d'une zone. Nous écartons volontairement le cas d'une erreur sur tous les coefficients en même temps, car il est peu probable que cela se produise, étant donné que les modèles par zone sont différents.

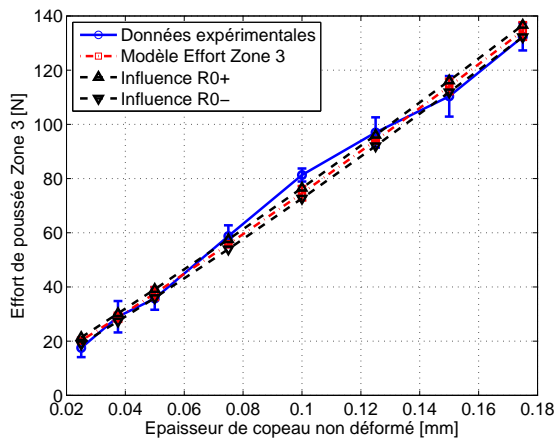
Comme pour l'identification, nous partons de la pointe pour remonter vers l'arête de coupe principale. L'effort en zone 3 dépend directement de la taille de cette zone, donnée par le rayon  $R_3$ . Nous avons montré plus haut que l'approximation linéaire était acceptable avec les paramètres  $K_r$  et  $R_0$  constituant l'équation (4.iii). En premier lieu, l'effort en zone 3 est peu sensible à une forte variation de  $R_0$ . Pour  $K_r$ , l'effort augmente de 12% lorsque ce paramètre est incrémenté de 20%. L'effort  $F_3$  est en revanche plus sensible à  $K_3$ , avec une augmentation de l'effort prédit de près de 20%. L'augmentation de  $q_3$  implique une sous-estimation de l'effort, ce qui est logique au vu de la forme de l'expression (4.iv). Néanmoins, l'effort  $y$  est très sensible, puisqu'il augmente de plus de 30% lorsque  $q_3$  diminue de 20%. Au final, il apparaît une compensation si tous les paramètres sont modifiés en même temps, comme le montre la figure 4.30e.

Pour la zone 2, illustrée par les graphiques 4.31, nous retrouvons la même analyse. En effet, l'incrément de  $q_2$  entraîne une diminution de 25% de l'effort, alors que pour  $K_2$ , l'effort augmente de 20%. C'est pour cela que lorsque les deux coefficients sont modifiés en même temps, l'effort total de la zone 2 reste assez peu sensible. L'effort prédit reste pratiquement dans la marge d'erreur de la prédiction ou de la mesure.

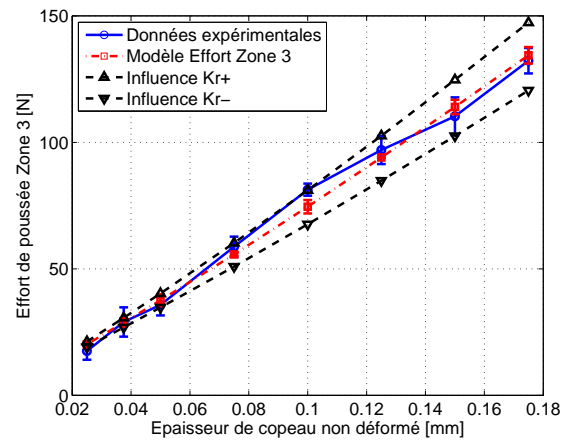
Pour ce qui concerne la zone 1, illustré par les graphiques 4.32, le premier critère concerne la discrétisation. Le nombre de zones, ou pas de discrétisation, ne doit pas influencer le résultat. C'est ce que confirme le graphique 4.32a. La géométrie locale de coupe est donnée par l'angle et la vitesse de coupe, pris en compte respectivement par le paramètre  $d_1$  et  $b_1$ .  $d_1$  entraîne une augmentation de l'effort de 10% lorsque sa valeur est réduite de 20%, l'effort prédit restant proche des marges d'erreurs dues à l'identification. Pour  $b_1$ , l'effort augmente de manière proportionnelle à l'augmentation du coefficient. Pour  $K_v$ , c'est le même scénario. Enfin, concernant le coefficient lié à l'avance,  $q_1$ , il présente le même comportement que dans les zones 2 et 3, à savoir une diminution de plus de 30% de l'effort prédit lorsque sa valeur augmente de 20%. Finalement, ces variations se compensent lorsqu'on augmente ou diminue tous les coefficients en même temps, puisque l'effort prédit dans les deux cas reste dans la zone d'erreur de mesure ou d'identification.

A partir de cette étude sur les coefficients pilotant le modèle d'effort, il est possible de dégager certaines tendances. En premier, cela nous permet d'identifier clairement les coefficients les plus sensibles, généralement l'exposant de l'avance pour toutes les zones. D'autre part, il faut noter un phénomène de compensation lorsque tous les coefficients pour une zone sont modifiés, avec un effort prédit qui reste proche de la marge d'erreur liée à l'identification ou la mesure.

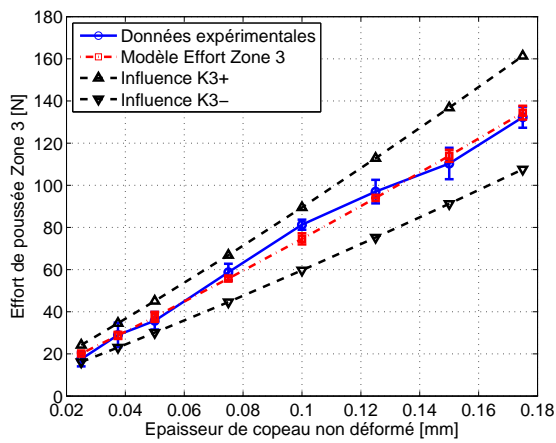
En ce qui concerne le couple, une étude similaire a été menée. Au vu des résultats précédents, nous choisissons ici de ne présenter que la sensibilité du couple sur la zone 1 seulement, puisqu'elle pilote plus de 85% du couple total. La zone 2, 3 et le listel contribuent marginalement au couple total. Sur la zone 1 présentée par les gra-



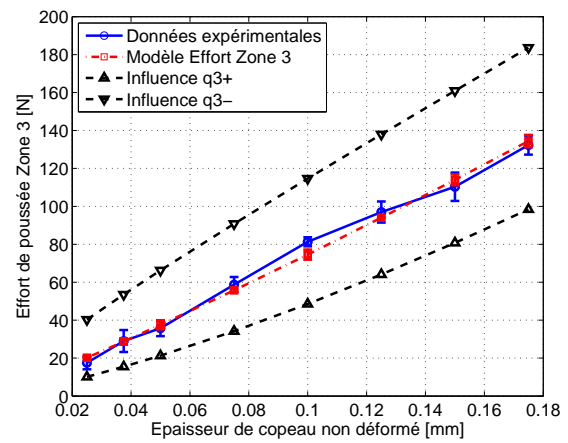
(a) Paramètre  $R_0$



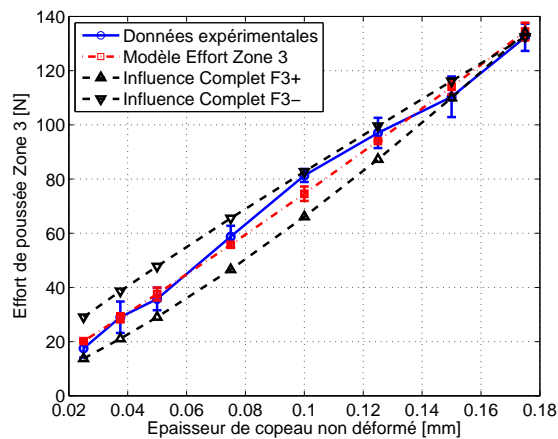
(b) Paramètre  $K_r$



(c) Paramètre  $K_3$

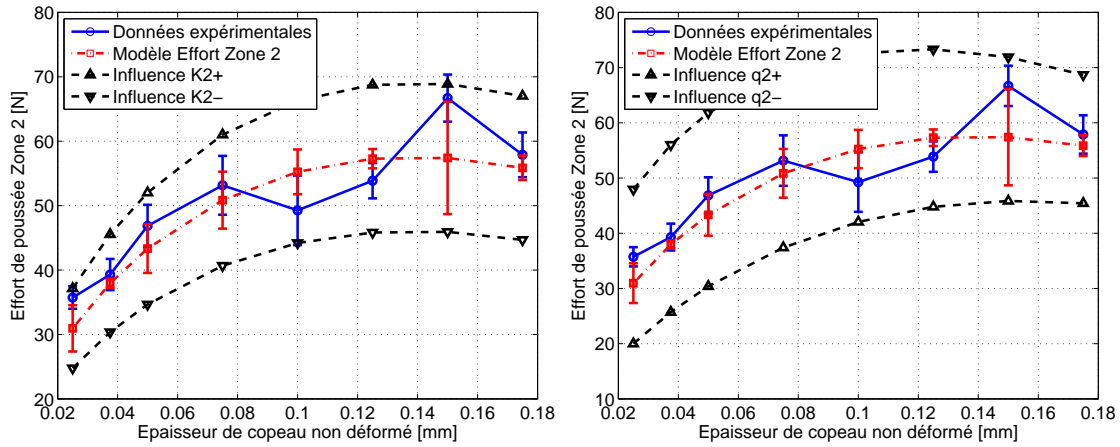


(d) Paramètre  $q_3$



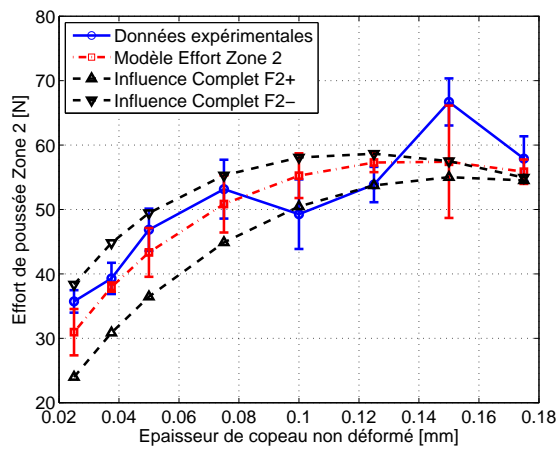
(e) Tout paramètre

FIGURE 4.30 – Sensibilité de l'effort prédit dans la zone 3



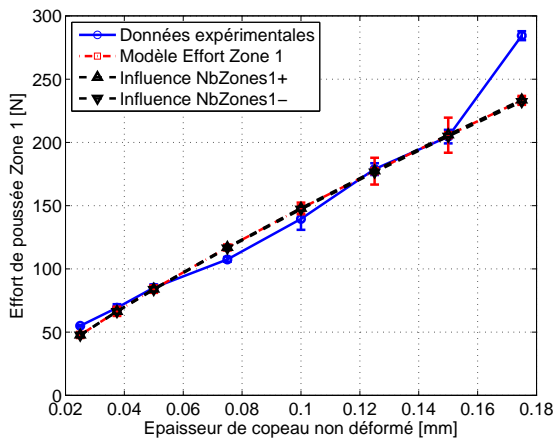
(a) Paramètre  $K_2$

(b) Paramètre  $q_{2C}$

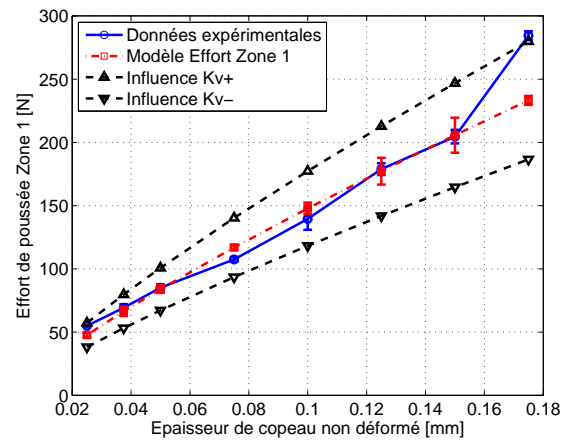


(c) Tout paramètre

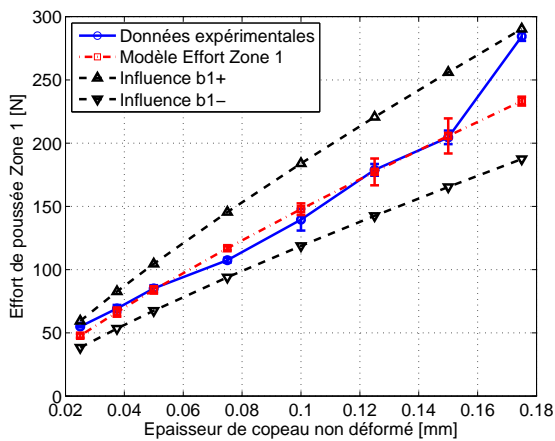
FIGURE 4.31 – Sensibilité de l’effort prédit dans la zone 2



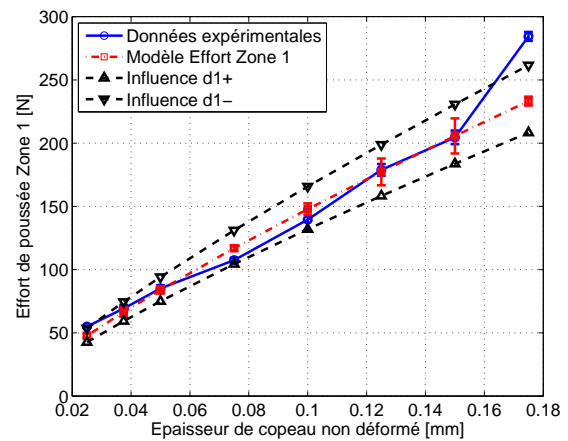
(a) Paramètre *Discretisation*



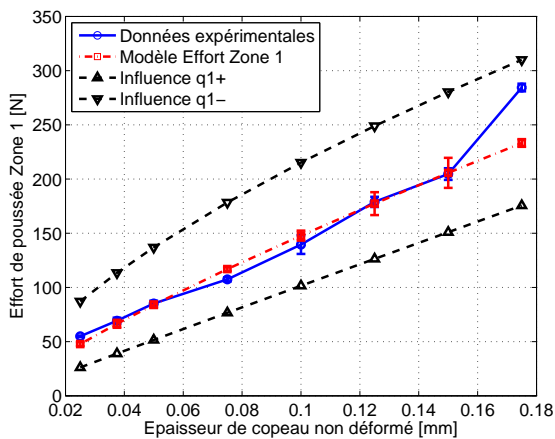
(b) Paramètre  $K_v$



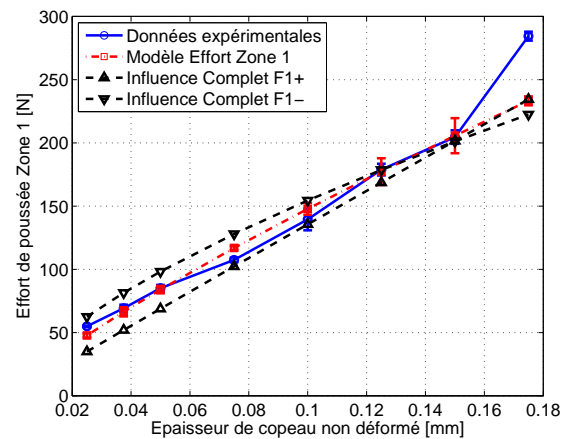
(c) Paramètre  $b_1$



(d) Paramètre  $d_1$



(e) Paramètre  $q_1$



(f) Tout paramètre

FIGURE 4.32 – Sensibilité de l'effort prédit dans la zone 1

phiques 4.33, la discrétisation n'a pas d'influence sur la prédiction comme le montre le graphique 4.33a. Les paramètres liés à la configuration locale de coupe, à savoir  $b_{1C}$  (pour la vitesse) et  $d_{1C}$  (pour l'angle de coupe) n'induisent qu'une faible variation du couple prédit, celui-ci restant dans les zones d'erreur d'identification ou de mesures. En revanche, pour  $K_{vC}$ , il apparaît une augmentation du couple directement proportionnelle à la variation du coefficient. Pour l'exposant lié à l'avance  $q_{1C}$  illustré par le graphique 4.33e, il présente encore une fois une sensibilité importante. Il conduit à une augmentation du couple prédit de plus de 35% pour une diminution de sa valeur de 20%. Enfin, lorsque tous les coefficients sont modifiés en même temps, une compensation apparaît là encore. Le couple prédit se situe alors dans la marge d'erreur liée à l'identification.

Grâce à cette étude de sensibilité, nous avons pu montrer que notre modèle est robuste à une modification des coefficients. En effet, la réponse (l'effort ou le couple prédit) à une variation de l'ensemble des coefficients reste dans la zone d'erreur liée soit à la mesure soit à l'identification. D'autre part, nous avons identifié les coefficients les plus sensibles. Ainsi, les coefficients liés à l'avance exposent en général une réponse augmentée de près de 30% pour une modification de  $q_k$  de 20%.

Pour la zone 3, la méthode proposée pour déterminer le rayon d'extrusion semble robuste, et n'influe pas au final sur l'effort ou le couple prédit. Aussi, il est compatible avec le modèle de Yang, et valide donc notre hypothèse de départ. La modélisation du couple dans cette zone ne semble pas nécessaire pour cette géométrie d'outil.

La zone 2 présente un comportement différent, puisque l'effort ou le couple ne sont que peu influencés par l'avance. Ce dernier peut être également négligé pour notre géométrie d'outil. Néanmoins, pour des outils de plus gros diamètres, et à faibles avances, la taille de cette zone 2 devient importante. Il pourrait alors être judicieux de proposer un modèle pour l'effort qui tient compte de la variation de vitesse par exemple dans cette zone.

Concernant la zone 1, la discrétisation n'a pas d'influence sur la réponse du modèle. Les coefficients liés à la configuration de coupe sont assez peu sensibles à une erreur d'identification, alors que la raideur  $K_v$  va augmenter proportionnellement à l'effort.

### 4.2.5 Application à la préparation d'arête

Nous appliquons maintenant cette méthode aux trois outils présentant des préparations d'arête spécifiques retenues plus haut (voir paragraphe 3.3.4, page 111). On rappelle que l'on note C60 une préparation de type chanfrein ayant une largeur de  $b_\beta = 60\mu m$ , C140 un outil avec un chanfrein d'arête de  $b_\beta = 140\mu m$ , et BC60 une préparation de type chanfrein brossé de largeur  $b_\beta = 60\mu m$ . Nous réalisons des essais CAM pour ces trois outils, dans un acier 35MnV7, à une vitesse de coupe constante de  $90m.min^{-1}$ , sans lubrification. La plage d'avance retenue va de  $0.05mm.tr^{-1}$  à  $0.4mm.tr^{-1}$ . L'identification des coefficients ne présente pas d'erreurs significatives dans ce cas (même ordre de grandeur que pour l'application de référence).

Les figures 4.34 illustrent les valeurs des coefficients obtenus. En premier lieu, il apparaît que notre modèle est sensible à la préparation d'arête, principalement sur la zone 1, comme le montre les graphiques 4.34a, 4.34b et 4.34c. Notamment, c'est le

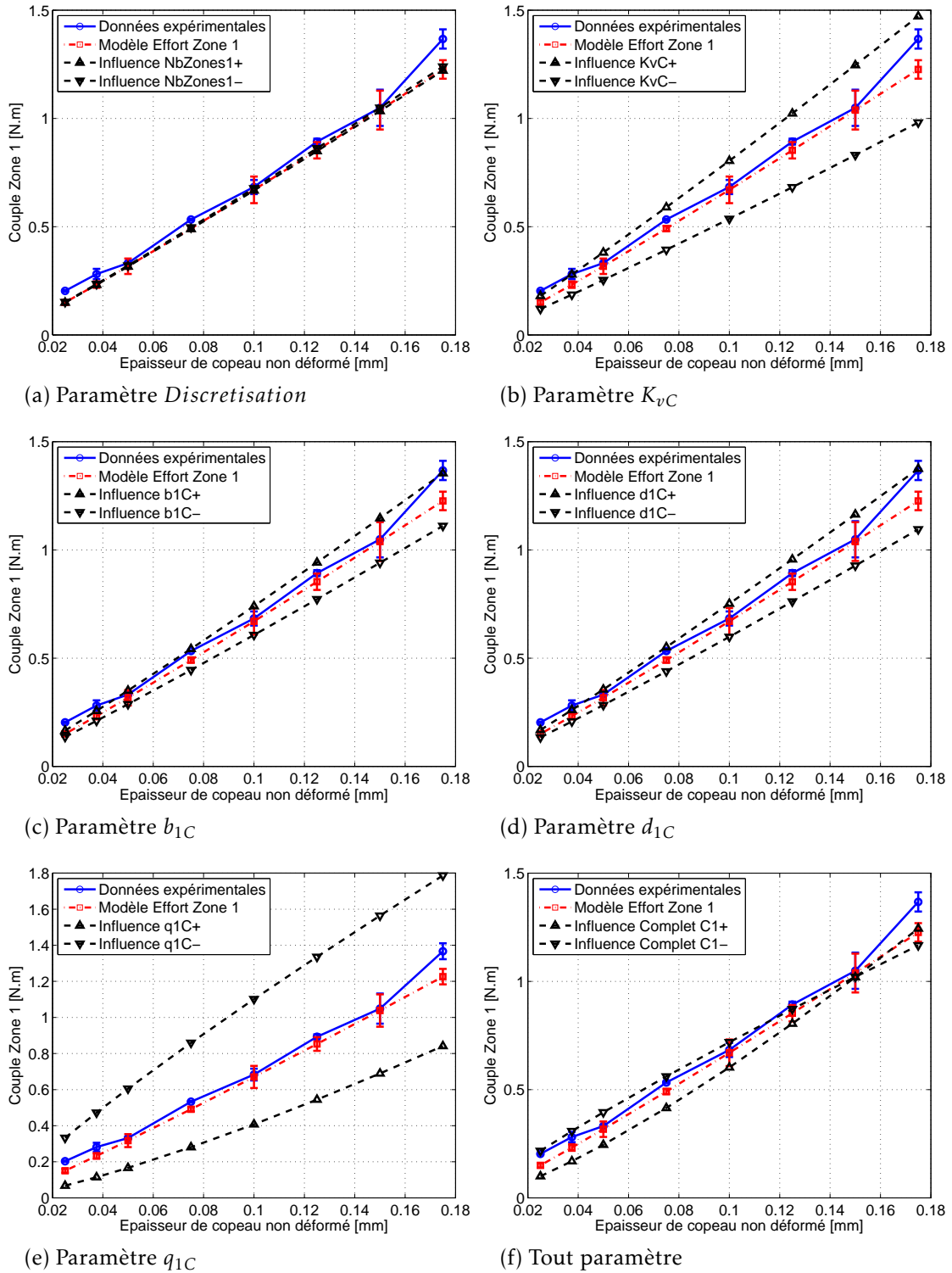


FIGURE 4.33 – Sensibilité du couple prédit dans la zone 1

coefficient pilotant la vitesse de coupe qui montre l'augmentation la plus importante avec l'augmentation de la taille de la préparation d'arête. En revanche, sur la zone 2 et la zone 3, il n'apparaît pas de modifications notables des coefficients  $q_2$  repris sur la figure 4.34d et  $q_3$ , illustré par le graphique 4.34e. Les valeurs identifiées restent dans la marges d'erreur de la méthode.

En somme, la méthode CAM est sensible à la préparation d'arête. Nous pouvons observer une modification des coefficients dans la zone 1, zone où la préparation d'arête est réalisée. En revanche, en zone 2 et 3, où elle n'est pas présente, les résultats fournis par la méthode ne montrent pas de modification majeure.

## 4.3 Méthode Analytique

### 4.3.1 Principe de discrétisation d'arête

Le principe de cette méthode a été posé dans l'état de l'art (paragraphe 4.1.1, page 129). Sur la base des travaux de Armarego (Armarego1984) et Watson, Elhachimi (Elhachimi1999; Elhachimi1999a), Dagnat (Dagnat2008; Dagnat2009) et Jrad (Jrad2006; Jrad2007) ont proposé des améliorations, en visant principalement la loi de comportement du matériau et une meilleure connaissance de la géométrie de coupe locale. Ces travaux ont permis de représenter plus fidèlement les efforts en perçage, notamment sur la phase stabilisée. Néanmoins, ces travaux visaient une géométrie fixe d'outil (diamètre et affûtage de la pointe). Or cette approche repose sur une modélisation des efforts en perçage par l'hypothèse d'une coupe simple au niveau d'une arête de coupe élémentaire. Le modèle d'effort mis en oeuvre n'est donc *a priori* pas dépendant de la géométrie de l'outil, mais d'un essai de coupe orthogonale ou oblique.

Il est donc possible à partir d'un modèle d'effort de coupe de modéliser l'effort de géométrie d'outil plus variée. C'est cette approche qui va être présentée ici. Le but est de fournir un modèle simple d'estimation d'effort de perçage sur la phase stabilisée. Au final, à partir d'un modèle géométrique d'outil, il serait possible de prédire l'énergie produite par la coupe pour une gamme complète d'outil. C'est l'approche qui est retenue ici, et illustrée par la figure 4.35.

Nous proposons l'étude du perçage d'un acier 42CrMo4 traité avec une dureté de 290HB. Pour cela, nous devons identifier la configuration de coupe locale le long de l'arête, comme il a été montré précédemment à partir d'un modèle géométrique de l'outil (paragraphe 3.1). A partir de là, nous identifions les combinaisons d'angles et de vitesse de coupe correspondantes à une portion de l'arête. Il est retenu par la suite un montage spécifique permettant de placer l'arête dans une configuration de coupe identifiée précédemment. Une analyse des efforts en coupe pure valide les résultats des essais. Un modèle de coupe analytique est ensuite introduit, ainsi que la méthode de recalage des coefficients de ce modèle. Enfin, la démarche est inversée. A partir de ce modèle de coupe identifié sur une large gamme de configuration de coupe, l'effort produit par chaque portion d'arête est calculé. En faisant l'hypothèse de l'indépendance des arêtes élémentaires de l'outil, l'effort et le couple total sont recalculés par

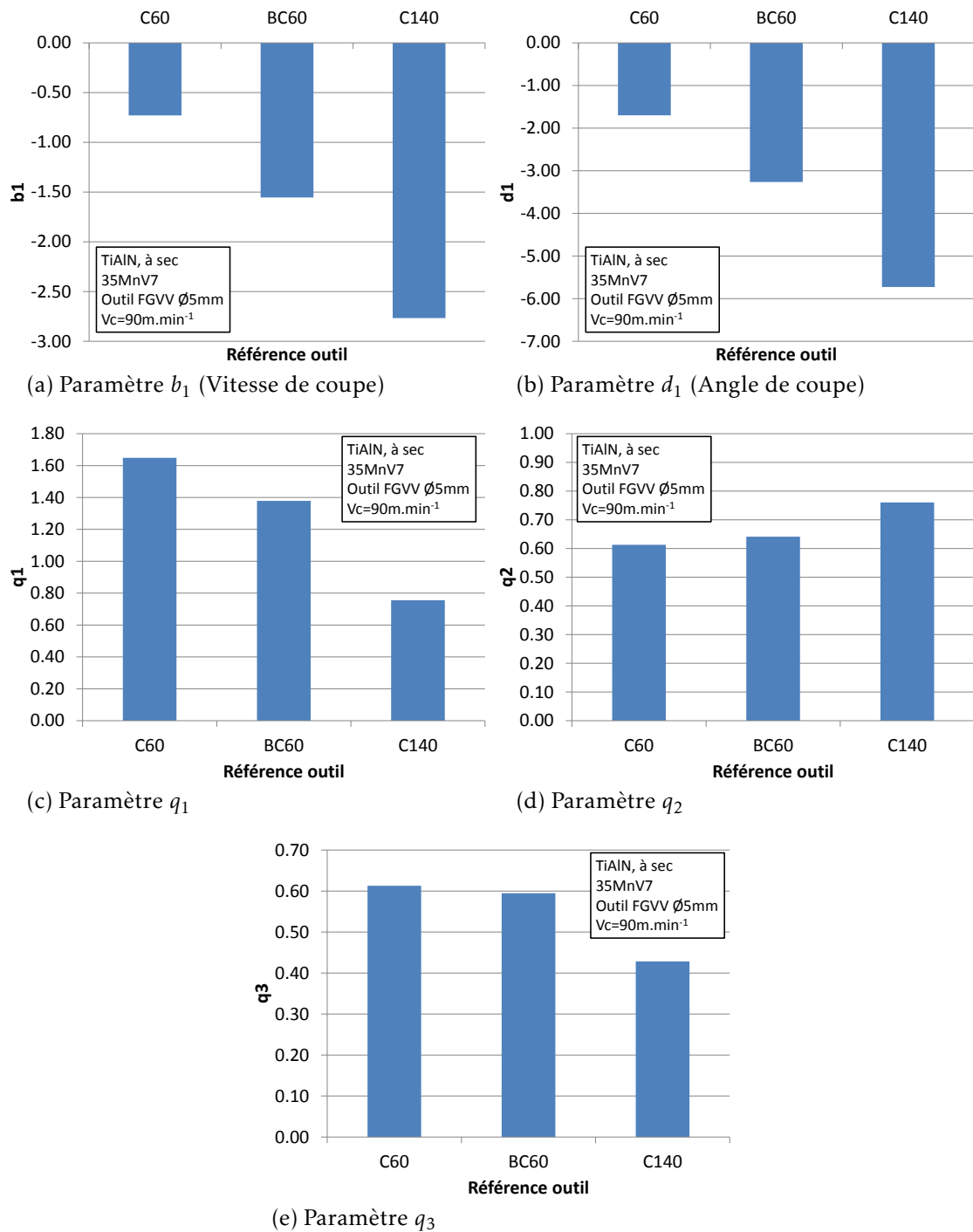


FIGURE 4.34 – Influence de la préparation d'arête sur les coefficients du CAM.



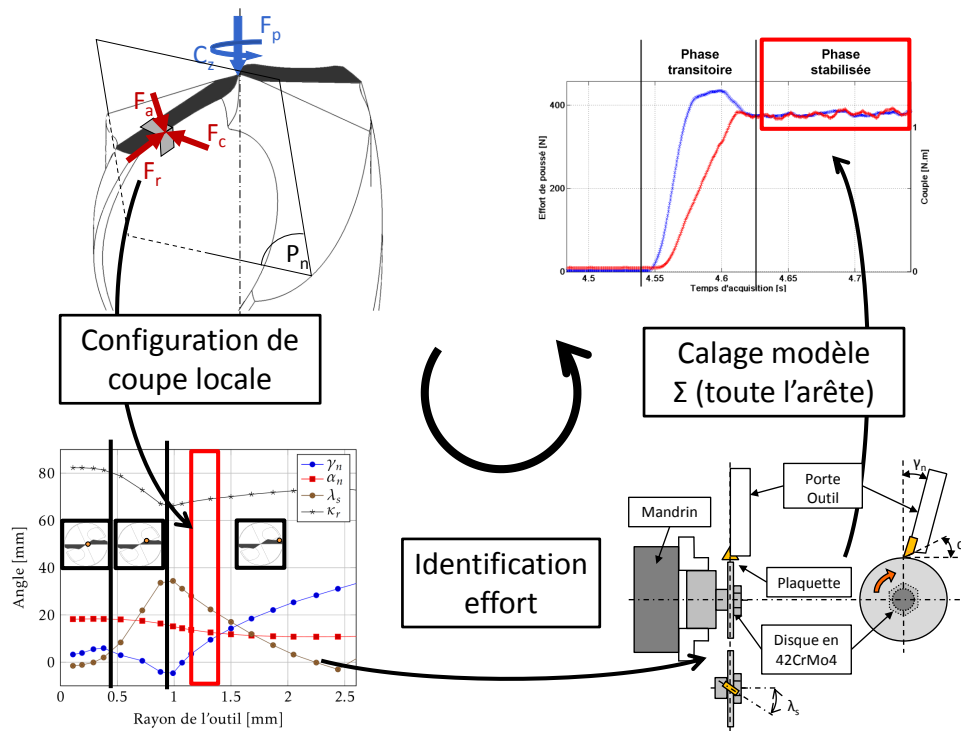


FIGURE 4.35 – Principe d'identification d'effort par une méthode de discrétisation analytique.

sommation sur toute l'arête.

### 4.3.2 Identification des conditions d'essais

La première étape de cette approche est d'identifier les configurations de coupe locales pertinentes. Pour cela, nous nous appuyons sur les méthodes de contrôles géométriques définis au paragraphe 3.1, page 77. Les forets retenus dans cette étude sont de type *Sirius*  $\varnothing 6$ , dont les caractéristiques principales sont rappelées sur la figure 4.36a, et de type *Polaris*  $\varnothing 8$ , illustré par la figure 4.36b dans le catalogue Tivoly (**Perfor2007**). Ces deux outils carbures présentent des différences macro et micro géométriques importantes. Ils sont revêtus de TiN, et sont utilisés pour les essais de perçage présentés plus loin. L'avantage de ces deux outils est qu'ils représentent une gamme d'outils, dont la géométrie est définie par homothétie entre le  $\varnothing 4$  et  $\varnothing 12$ . Avec un seul contrôle géométrique, il est donc aisé d'obtenir l'évolution de la géométrie locale de coupe sur une large gamme d'outil. Le but de la méthode analytique est justement de s'affranchir d'une géométrie fixe pour définir un modèle d'effort. En somme, en identifiant un modèle de coupe dont les configurations angulaires sont issues de l'analyse de ces outils, il serait donc possible d'avoir un modèle d'effort pour deux gammes complètes d'outils à partir d'un jeu réduit d'essais.

L'analyse géométrique des outils a été réalisée dans le plan  $P_n$  pour l'angle de coupe et de dépouille. Ce choix se justifie car les modèles de coupe utilisés par la suite (calcul de l'effort radial par la formule d'Oxley notamment) ont été définis dans ce plan. Les graphiques suivants illustrent l'évolution de l'angle de coupe  $\gamma_n$  4.37a, l'angle d'inclinaison d'arête  $\lambda_s$  4.37b et l'angle d'orientation d'arête  $\kappa_r$  4.37c. Ces mesures montrent

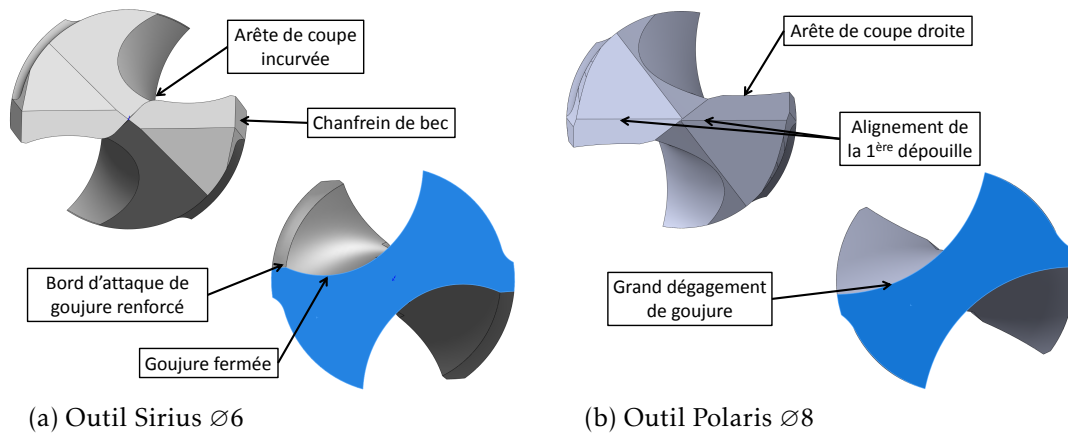


FIGURE 4.36 – Outils carbures utilisés pour l'identification des configurations de coupe locales.

que ces deux géométries sont assez proches. Néanmoins, au niveau du centre outil, du passage de la zone 2 à la zone 1, et au niveau du bec, il existe des différences significatives, notamment sur l'angle d'inclinaison d'arête. Alors qu'au centre et en périphérie, il est raisonnable de considérer l'arête en coupe orthogonale (avec un angle de coupe nul ou négatif au centre, fortement positif à l'extérieur), la transition entre la zone 2 et la zone 1 est en coupe fortement oblique. De plus, comme la vitesse de coupe locale est directement proportionnelle au rayon de l'outil, cette zone de coupe oblique possède une vitesse de coupe relativement faible (environ 25% de la vitesse périphérique).

A partir de ces mesures, il est possible d'identifier les conditions de coupe sur chaque portion d'arête. Il apparaît que l'angle de coupe varie de  $-50^\circ$  à  $30^\circ$ , et l'angle d'inclinaison d'arête de  $-10^\circ$  à  $40^\circ$ . Néanmoins, l'angle de coupe fortement négatif se situe au centre de l'outil, et le phénomène d'enlèvement de matière est mal défini. Il est souvent retenu que la coupe n'apparaît qu'à la transition entre la zone 2 et la zone 3. Le modèle de coupe se propose donc de déterminer les efforts sur l'outil en dehors de la pointe. C'est pourquoi nous retenons 3 configurations angulaires pour  $\gamma_n$  et  $\lambda_s$ .

L'angle de coupe  $\gamma_n$  et d'inclinaison d'arête  $\lambda_s$  peuvent par des montages spécifiques prendre 2 valeurs indépendamment ( $15^\circ$  ou  $30^\circ$ ). Un support complémentaire permet une combinaison de couplage ( $\gamma_n = 30^\circ$ ,  $\lambda_s = 30^\circ$ ). L'ensemble des essais réalisés en coupe oblique est représenté sur le graphique 4.38. Le choix des conditions a été dicté par l'étude des configurations angulaires sur les forets qui servent par la suite d'application au modèle d'effort. L'avance en revanche n'est pas liée à la configuration de coupe ( $\gamma_n$ ,  $\lambda_s$  et  $V_c$  sont connus en tout point de l'arête de coupe). Nous avons retenu pour ces paramètres 3 valeurs afin d'avoir un domaine le plus large possible, sachant que globalement, les efforts sont principalement pilotés par l'avance. A partir de là, il est nécessaire de concevoir un montage permettant d'orienter et de positionner l'arête de coupe

### 4.3. MÉTHODE ANALYTIQUE

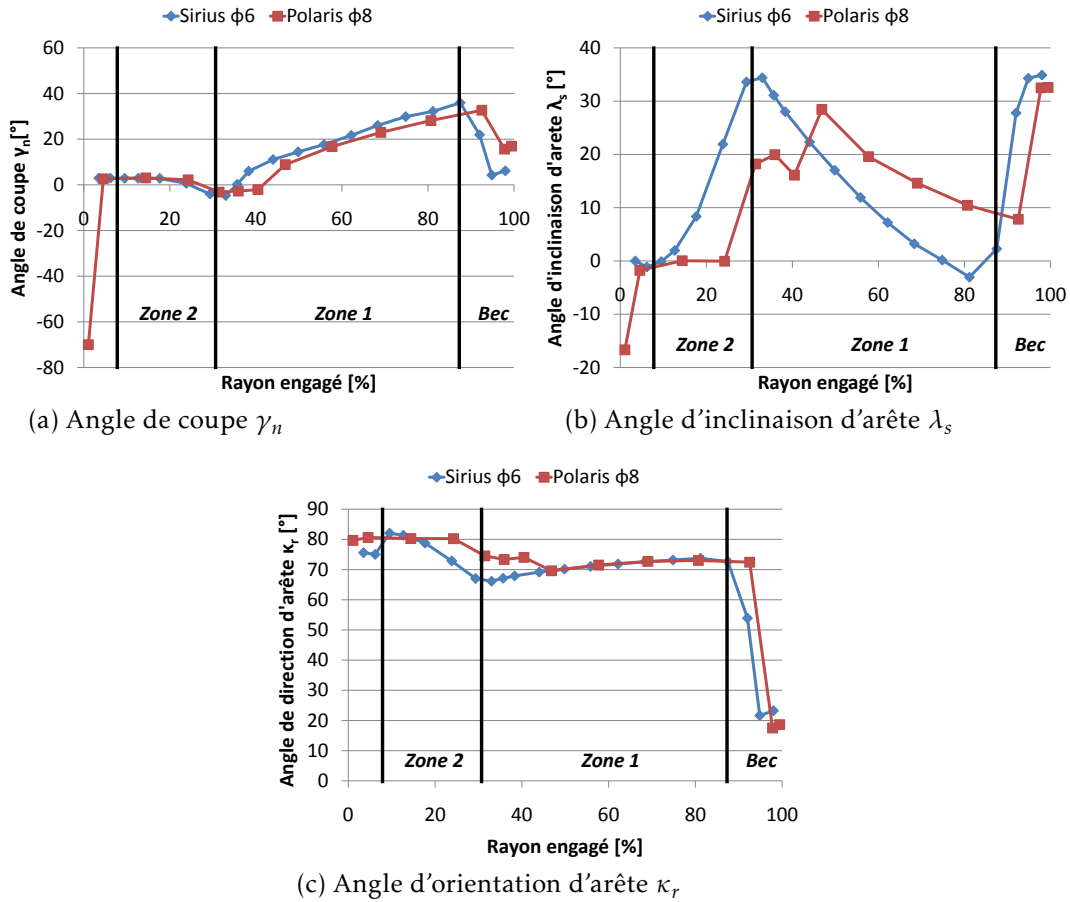


FIGURE 4.37 – Évolution des angles pour deux géométries d'outils, exprimés en fonction du rayon, mesuré dans  $P_n$ .

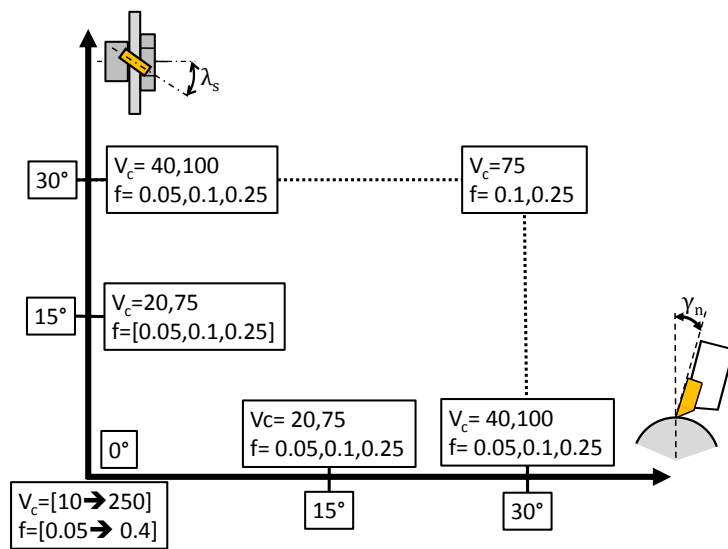


FIGURE 4.38 – Matrice d'essais de coupe orthogonale et oblique.

### 4.3.3 Banc de coupe orthogonale

Un banc instrumenté de coupe orthogonale a été développé pour reproduire les configurations de coupe rencontrées sur l'arête d'un outil de coupe (Combe2008). Ce banc est constitué des éléments suivants, illustré par la figure 4.39 :

- Un tour à commande numérique (SOMAB - T450).
- Une platine dynamométrique pour la mesure des efforts.
- Une plaquette de référence TPKN 1603 PPR SM30 (de Sandvik). Cette plaquette a été retenue car elle possède une face de coupe plane, et ne perturbe donc pas la formation du copeau. Elle est réalisée en carbure SM30 (environ 8% de Cobalt), et possède un angle de dépouille de  $11^\circ$  ainsi qu'une préparation d'arête de type rayon  $R_\beta = 50\mu m$ .
- Un porte plaquette adapté CTFPLM 2525 M16.
- Un disque du matériau à tester, dans ce cas un 42CrMo4 (épaisseur 3 mm et diamètre 80 mm). Les disques sont débités d'une barre traitée, et le gradient de dureté en fonction du rayon ne montre pas de variations significatives.

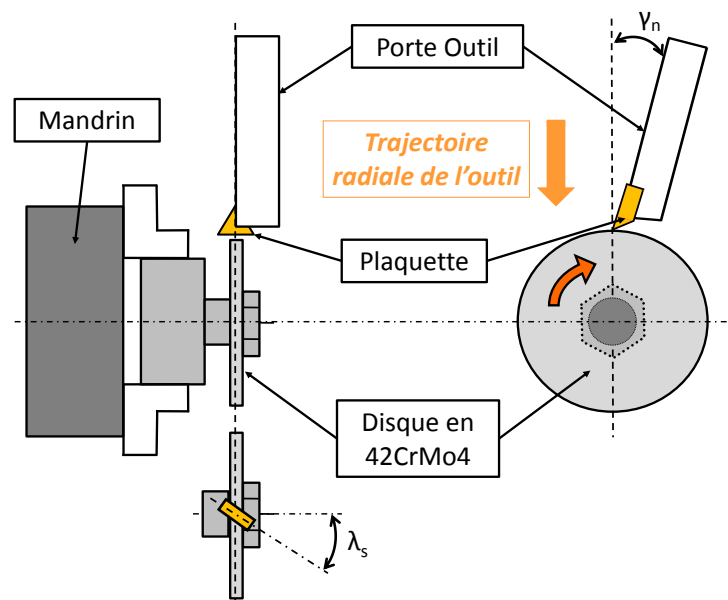


FIGURE 4.39 – Configuration des essais de coupe oblique (d'après (Valiorgue2008 ; Naisson2009b)).

Les angles de coupe et d'inclinaison d'arête sont fixés par l'intermédiaire d'un support angulaire spécifique monté entre la platine dynamométrique et le porte plaquette. Cela permet d'assurer la rigidité du montage, ainsi qu'un positionnement de l'arête de coupe reproductible (hauteur de pointe notamment). La figure 4.40a illustre le montage retenu dans le cas d'un angle de coupe  $\gamma_n = 15^\circ$ . Pour ce qui concerne l'inclinaison d'arête, c'est également un support angulaire intermédiaire qui est retenu, illustré par la figure 4.40b. Cette approche permet également de garder un référentiel de mesure commun, puisque la platine dynamométrique est fixe dans ce cas.

L'acuité d'arête des plaquettes a été validée après le dépôt du revêtement TiN. La forme de la préparation d'arête est un rayon  $R_\beta = 40\mu m$  comme le montre la figure 4.41, ce qui est comparable à la préparation d'arête par brossage des forets retenus

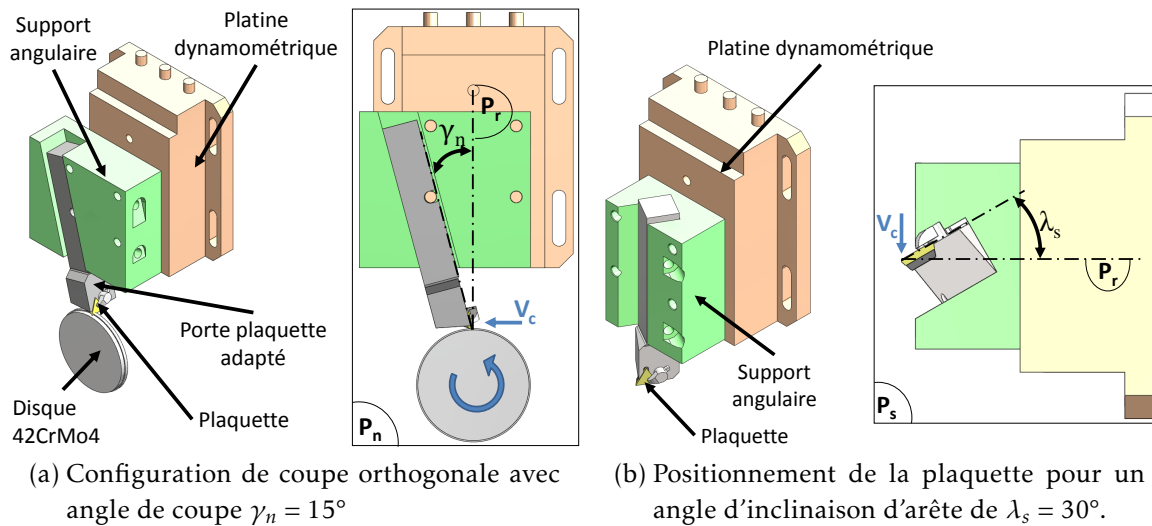


FIGURE 4.40 – Montage spécifique pour les essais de coupe oblique.

pour les essais de perçage.

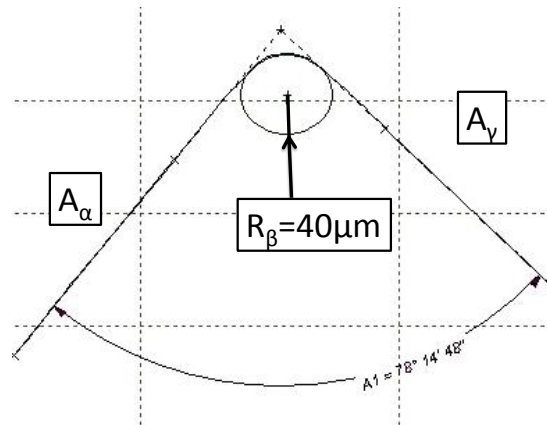


FIGURE 4.41 – Mesure de l'acuité d'arête avec un profilomètre sur les plaquettes après revêtement.

Pour les essais avec un angle de coupe important, il faut tenir compte du talonnage, comme l'illustre la figure 4.42 pour un angle de coupe  $\gamma_n = 15^\circ$ . Nous retenons une étape de rectification des plaquettes pour les surdépouiller. Un rapide calcul indique qu'une dépouille supplémentaire de  $5^\circ$  est suffisante pour assurer l'absence de talonnage. Pour un angle de coupe de  $\gamma_n = 15^\circ$ , les plaquettes possèdent donc un angle de dépouille de  $\alpha_n 20^\circ$ .

Au final, le banc de coupe se présente comme illustré par la figure 4.43. La configuration illustrée est un angle de coupe  $\gamma_n = 30^\circ$  et un angle d'inclinaison d'arête  $\lambda_s = 30^\circ$ , soit la géométrie de coupe qui se trouve par exemple au niveau du bec de l'outil.

#### 4.3.4 Données extraites des essais de coupe

Avec le banc de coupe présenté précédemment, nous obtenons pour chaque essai un relevé d'effort. *A posteriori*, les copeaux sont enrobés et polis afin de mesurer leur

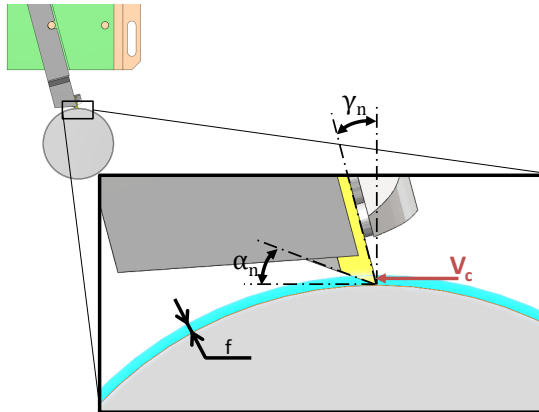


FIGURE 4.42 – Prise en compte du talonnage pour l'angle de dépouille de la plaquette, avec  $\gamma_n = 15^\circ$

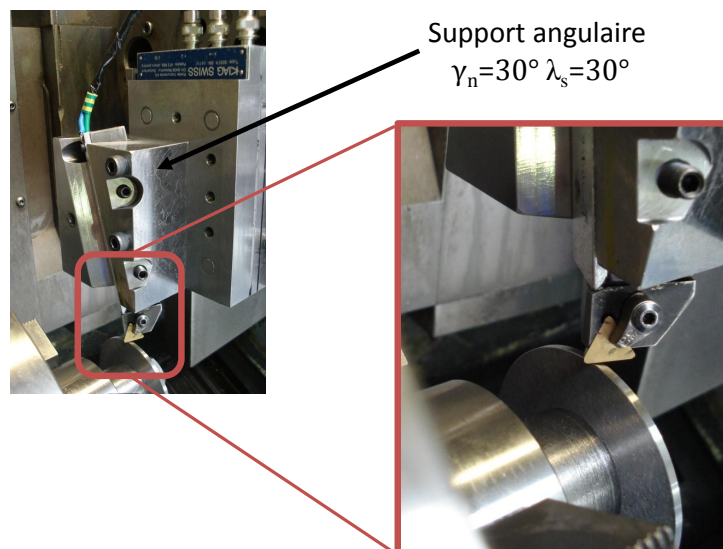


FIGURE 4.43 – Support spécifique pour l'orientation  $\lambda_s = 30^\circ$  et l'angle de coupe  $\gamma_n = 30^\circ$ .

épaisseur. Enfin, la longueur de contact en face de coupe peut être mesurée sur la plaquette après essai. Les graphiques 4.44 illustrent les relevés d'efforts typiques en coupe. A faible vitesse et avance, pour une configuration de coupe orthogonale, des phénomènes de broutement perturbent le début de l'usinage, comme le montre le relevé d'effort 4.44a. En revanche, à haute vitesse et avance, le relevé montre des efforts stables durant tout l'essai 4.44b. Pour ces configurations de coupe orthogonale, l'effort de coupe est toujours plus important que l'effort d'avance, alors que l'effort radial est nul. Lorsqu'on introduit l'angle d'inclinaison d'arête 4.44c, l'effort radial apparaît.

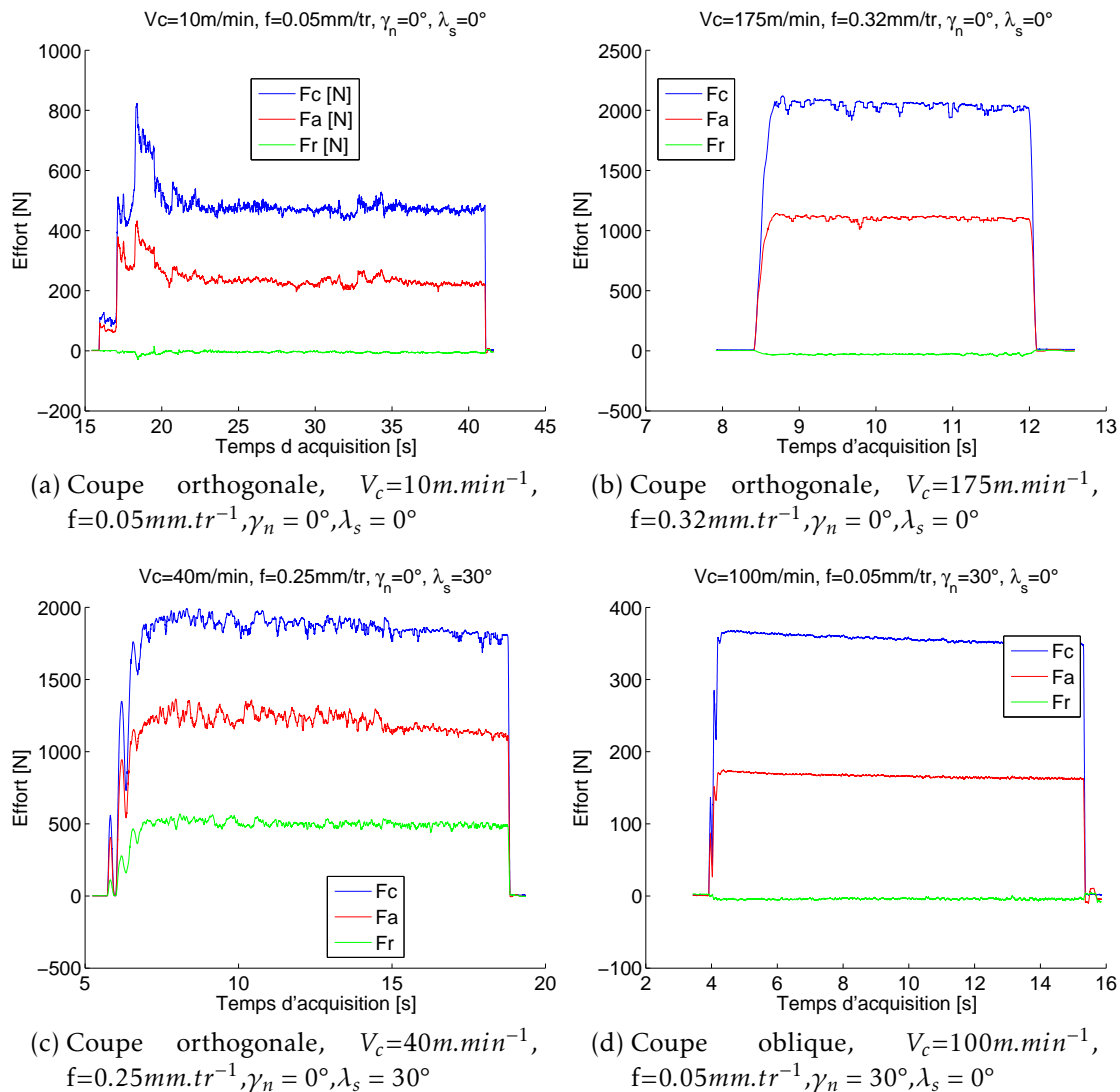
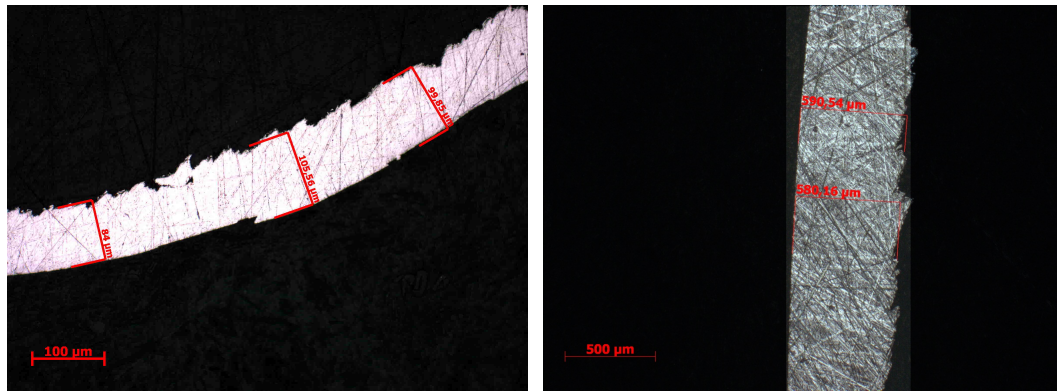


FIGURE 4.44 – Relevé d'effort pour diverses configuration d'essais.

La mesure de l'épaisseur de copeau est assez délicate, car l'écoulement du copeau lors des essais de coupe oblique génère des copeaux tubulaires. Il a été retenu un enrobage et un polissage en assurant une mesure d'épaisseur de copeau dans le plan perpendiculaire à l'écoulement du copeau, comme illustré par la figure 4.45. Il sera montré plus loin (paragraphe 4.3.6) que l'épaisseur de copeau est une donnée sensible pour la détermination du modèle d'effort.

Enfin, la mesure de la longueur de contact en face de coupe se fait sur la plaquette

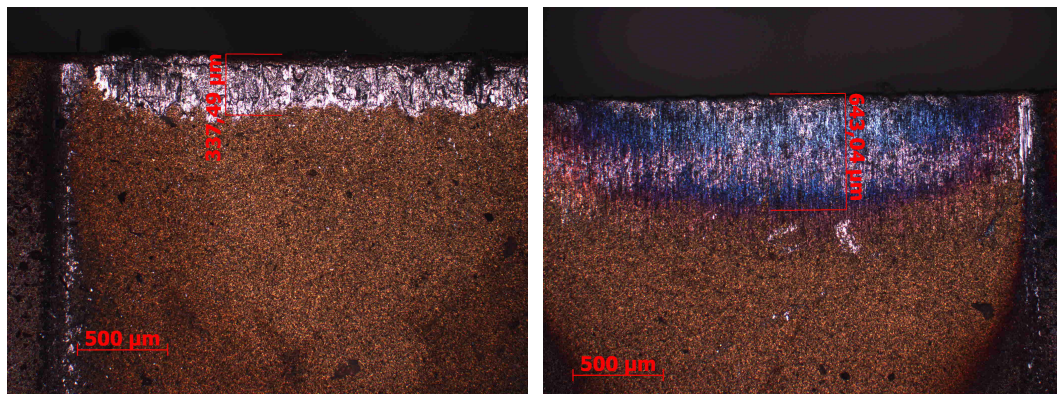




(a) Coupe orthogonale,  $V_c=25m.min^{-1}$ ,  $f=0.05mm.tr^{-1}$ ,  $\gamma_n = 0^\circ$ ,  $\lambda_s = 0^\circ$       (b) Coupe oblique,  $V_c=75m.min^{-1}$ ,  $f=0.25mm.tr^{-1}$ ,  $\gamma_n = 0^\circ$ ,  $\lambda_s = 15^\circ$

FIGURE 4.45 – Épaisseur de copeau mesuré après polissage (mesurée dans  $P_n$ )

après essais, illustré par les images 4.46. C'est une donnée importante pour les modèles de coupe, notamment pour la validation des résultats de simulation. L'ensemble des résultats des essais, ainsi que les configurations associées sont données en annexe B.



(a) Coupe orthogonale,  $V_c=25m.min^{-1}$ ,  $f=0.05mm.tr^{-1}$ ,  $\gamma_n = 0^\circ$ ,  $\lambda_s = 0^\circ$       (b) Coupe oblique,  $V_c=75m.min^{-1}$ ,  $f=0.25mm.tr^{-1}$ ,  $\gamma_n = 0^\circ$ ,  $\lambda_s = 15^\circ$

FIGURE 4.46 – Longueur de contact outil copeau en face de coupe

### 4.3.5 Modèle phénoménologique de coupe

La cohérence des résultats est détaillée en annexe B, page 193. Nous proposons, en première approche, un modèle phénoménologique basé sur une loi de Taylor de la forme suivante (4.xiii) est utilisé pour modéliser les efforts de coupe et d'avance, ainsi que l'épaisseur de copeau. Il faut noter ici la prise en compte de l'angle de coupe qui reprend la forme  $(1 - \sin \gamma_n)$  en cohérence avec ce qui est utilisé par exemple dans la méthode CAM. On pose  $V_{ref}$  à  $85m.min^{-1}$  et  $f_{ref}$  à  $0.11mm.tr^{-1}$  (choisi au milieu de l'espace d'essai). La méthode d'identification du quintette  $(K, a, b, c, d)$  qui minimise l'erreur entre valeur expérimentale et le modèle utilise une fonction de minimisation de MatLab (*lsqcurvefit*), utilisée également dans la méthode CAM présentée plus haut



(voir paragraphe 4.2.3, page 144). Au cours de l'identification, les essais présentant l'erreur la plus importante sont rejetés, et le modèle est recalé sur le jeu réduit de configurations possédant l'erreur la plus faible.

$$D = K \left( \frac{V_c}{V_{ref}} \right)^a \left( \frac{f}{f_{ref}} \right)^b (1 - \sin \gamma_n)^c (\cos \lambda_s)^d \quad (4.xiii)$$

Aux vus des conditions d'essais choisies, un certain nombre de configurations ne se trouvent pas dans le domaine du COM. Pour identifier l'influence de ces essais sur les modèles obtenus, deux identifications ont été menées, d'une part sur la gamme d'essai complète, et sur la plage contenue dans le COM d'autre part. De plus, l'effort de coupe, d'avance et l'épaisseur de copeaux ont été étudiés séparément, et conduisent à des jeux de paramètres ( $K, a, b, c, d$ ) différents. Dans les figures suivantes, les losanges rouges indiquent le modèle issu du COM appliqué sur tous les essais, les carrés bleus indiquant le modèle issu de l'identification sur toute la plage d'essai.

Concernant l'effort de coupe illustré sur la figure 4.47, le modèle converge rapidement vers une solution optimale. 33 essais (en vert) présentent une erreur inférieure à 2% (losange noir). Néanmoins, il faut noter que les essais rejetés en cours d'optimisation (en rouge) sont malgré tout bien modélisés, comme l'illustre la figure 4.47a. Finalement, les essais rejetés comportent principalement les configurations à très faibles avances (configuration n° 1 à n° 6 - coupe orthogonale, configuration n° 33 à n° 35 - coupe oblique) ou avec des combinaisons angulaires complexes (n° 58 et n° 59,  $\gamma_n$  et  $\lambda_s$  de 30°). D'autre part, l'identification n'est pas sensible au domaine sur lequel elle est effectuée, illustré par la figure 4.47b. En effet, le modèle fournit une réponse identique quelle que soit le domaine d'étude.

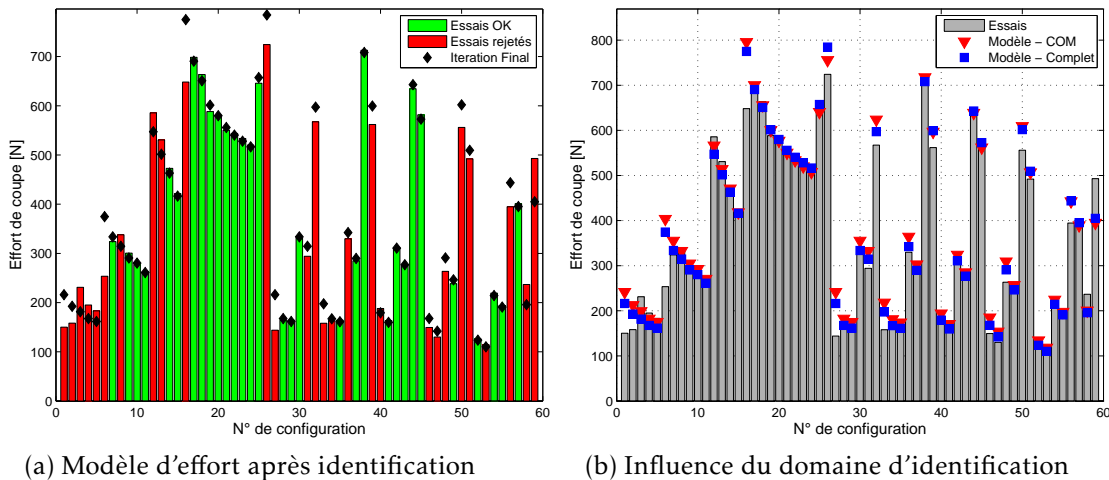


FIGURE 4.47 – Modèle phénoménologique pour l'effort de coupe.

Pour les efforts d'avance représentés sur le graphique 4.48a, l'optimisation est plus délicate. Le modèle n'est construit que sur 21 essais. En dehors de ce domaine, 20 essais rejetés sont malgré tout correctement modélisés (erreur inférieur à 8%). Mais pour les 18 essais restant, le modèle ne reflète pas correctement les essais. Or les essais rejetés sont justement hors du domaine du COM, présenté plus haut. De plus, tous les essais

rejetés pour l'effort de coupe le sont également pour l'effort de pénétration. D'autre part, la comparaison 4.48b du modèle issu du COM ou construit à partir de tous les essais de coupe montre de très faibles différences.

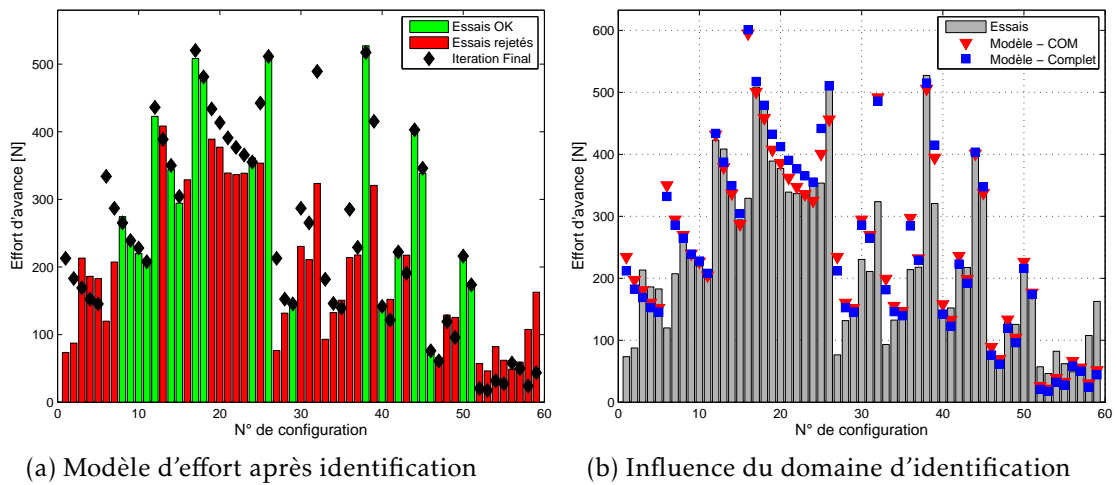


FIGURE 4.48 – Modèle phénoménologique pour l'effort d'avance.

Concernant l'épaisseur de copeau, les graphiques 4.49a montrent le modèle proposé permet globalement de reproduire les tendances observées. L'épaisseur de copeau est bien reconstruite par ce modèle. Une fois de plus, le modèle identifié sur les essais dans le COM (et étendu sur tous les essais) et le modèle complet présentent de faibles différences, comme illustré par la figure 4.47b.

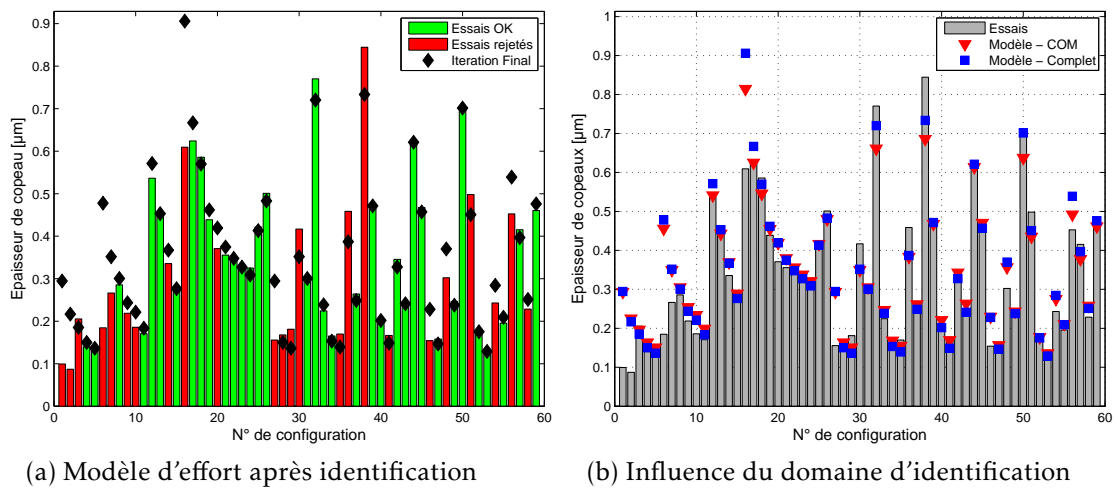


FIGURE 4.49 – Modèle phénoménologique pour l'épaisseur de copeau.

Globalement, le modèle phénoménologique mis en place permet de bien reproduire les efforts de coupe et d'avance. Il a été montré que les essais soient ou non dans le COM n'a qu'une influence marginale sur la qualité des résultats. Cette approche permet de valider nos essais, notamment sur le respect des tendances (augmentation de l'effort avec l'avance, diminution de l'effort de coupe avec l'angle de coupe, faible impact de la vitesse de coupe dans la zone du COM). Néanmoins, il faut noter que

pour certains essais, le modèle phénoménologique n'est pas capable de reproduire les trois paramètres étudiés. C'est notamment vrai pour les configurations données dans le tableau 4.B, pour lesquelles les efforts ainsi que l'épaisseur de copeau ne semblent pas cohérent.

Numéro de configuration	$V_c$	$f$	$\gamma_n$	$\lambda_s$
1	10	0.05	0	0
2	25	0.05	0	0
6	10	0.1	0	0
16	10	0.25	0	0
27 ( $R_\beta = 80\mu m$ )	10	0.05	0	0
59	75	0.25	30	30

TABLE 4.B – Configuration d'essais pour lesquelles les données extraites sont non cohérentes.

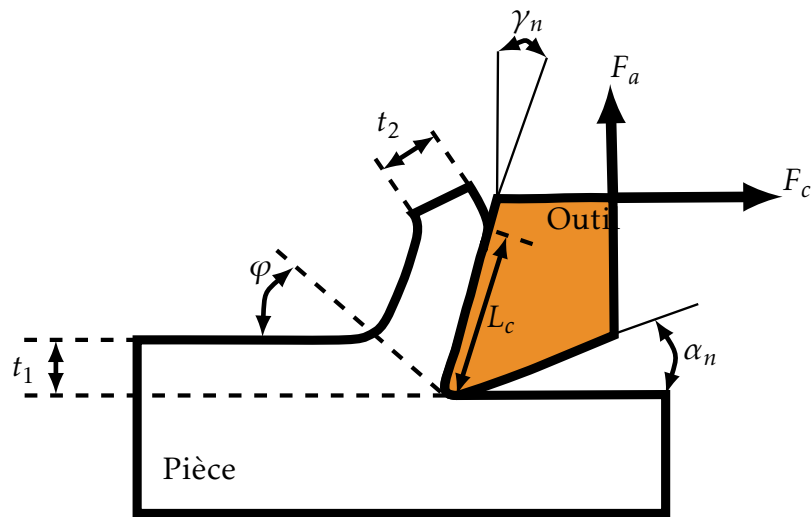
Les configurations non cohérentes au sens du modèle phénoménologique sont caractérisées par une vitesse de coupe très faible, ou une configuration de coupe oblique extrême. Pour l'essai n° 27, l'analyse de la plaquette utilisée indique un rayon d'arête deux fois plus important que sur les autres plaquettes, avec une avance inférieure au rayon de bec. Ici, le phénomène d'enlèvement de matière s'éloigne de la coupe pure et est donc plus délicat à analyser. Cette approche phénoménologique nous permet donc de donner le domaine de validité de nos essais. Pour la suite, nous choisissons donc d'éliminer ces essais.

#### 4.3.6 Modèle de coupe analytique

A partir des essais précédents, et grâce au modèle phénoménologique mis en place, nous avons une base d'essais dans diverses configurations de coupe locale. L'étape suivante est de mettre en place un modèle d'effort analytique, calé sur ces essais. Notre objectif est d'obtenir un modèle simple. En effet, un certain nombre d'hypothèses fortes ont été posées depuis le début de cette démarche, notamment l'indépendance des arêtes de coupe élémentaire de l'outil. La mise en place d'un modèle complexe (prenant en compte des phénomènes microscopiques comme l'écrouissage) ne serait donc pas cohérent avec l'objectif initial.

En première approche, nous choisissons le modèle de coupe orthogonal proposé par Merchant (**Merchant1945 ; Merchant1945a**). Il décrit le modèle géométrique de la coupe, toujours d'actualité aujourd'hui et représenté sur la figure 4.50.

C'est un modèle dans lequel trois phénomènes physiques sont pris en compte. Le premier concerne la loi de comportement. Merchant utilise un modèle de type plastique parfait établi par Bridgman (**Bridgman1952**). Ce modèle ne tient pas compte de la température et de la vitesse de déformation. En revanche, il tient compte de la sensibilité de la contrainte de cisaillement à la contrainte normale. Il comporte deux


 FIGURE 4.50 – Schéma de coupe orthogonale, vue dans  $P_n$ 

constantes dépendantes du matériau. La première  $S_0$  est la contrainte de cisaillement sous une contrainte normale nulle, alors que  $k$  est la pente d'évolution de la contrainte de cisaillement par rapport à la contrainte normale. Ces deux paramètres peuvent être choisis dans la littérature, mais les méthodes classiques de recalage permettent de mieux s'accorder aux données expérimentales.

$$S_s = S_0 + k\sigma_n \quad (4.xiv)$$

Le deuxième phénomène concerne la formation du copeau qui se fait le long d'un plan de cisaillement. Merchant définit un plan de cisaillement orienté par l'angle de cisaillement  $\varphi$  par rapport à la direction de la vitesse de coupe. C'est dans ce plan que la matière change de direction pour suivre dans un premier temps l'angle de coupe  $\gamma_n$ . Toutes les hypothèses de Merchant sont basées sur une minimisation de l'énergie consommée lors de ce cisaillement, ce qui revient à minimiser  $\varphi$ . Il arrive alors à l'expression (4.xv).

$$\varphi = \frac{\pi}{4} + \frac{\gamma_n - \lambda_t}{2} \quad (4.xv)$$

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi - \gamma_n} \quad (4.xvi)$$

Les efforts de coupe sont ensuite calculés par des relations tenant compte de  $\gamma_n$  et  $\varphi$ , ainsi que du rapport de compression entre l'épaisseur de coupe (ou l'avance)  $t_1$  et l'épaisseur de copeau déformé  $t_2$ , comme défini par l'équation (4.xvi). Dans ce cas de figure, il est nécessaire d'avoir un copeau continu, non festonné, et l'absence d'arête rapportée au niveau du bec de l'outil.

D'autre part, il suppose un comportement de la matière parfaitement plastique, et déduit la contrainte de cisaillement dans la bande à partir de la contrainte normale

par la loi de Bridgman (**Bridgman1952**). On rappelle que  $S_0$  est la contrainte de cisaillement sous un chargement normal nul et  $k$  est la pente d'évolution linéaire de la contrainte de cisaillement.

Il retient un coefficient de frottement constant, représenté par l'angle de frottement  $\lambda_t = \arctan \mu_t$ . Finalement, il obtient l'effort de coupe  $F_c$  et d'avance  $F_a$  à partir des relations (4.xvii) et (4.xviii)

$$F_c = w \times t_1 \times S'_s \times \left( \tan(C - \varphi) + \frac{1}{\tan \varphi} \right) \quad (4.xvii)$$

$$F_a = w \times t_1 \times S'_s \times \left( \frac{\tan(C - \varphi)}{\tan \varphi} - 1 \right) \quad (4.xviii)$$

$$\text{avec } S'_s = \frac{S_0}{1 - k \tan(\varphi + \lambda_t - \gamma_n)}$$

$$\text{et } C = 2\varphi + \lambda_t - \gamma_n$$

Ce modèle est très simple à mettre en oeuvre, mais n'est valable que dans les conditions suivantes, et produit dans ce domaine une erreur d'environ 35%.

1. un copeau continu non festonné.
2. l'absence d'arête rapportée.
3. l'usinage dans la zone d'utilisation définie par le COM (donc vitesse et avance importante).
4. un coefficient de frottement constant, voisin de 0.4, et un rapport de compression proche de 2.5.

Merchant considère à l'interface outil-copeau un frottement constant, aussi bien le long du contact copeau-outil qu'en fonction de la vitesse de défilement. L'hypothèse de frottement constant est trop forte dans le cas de l'usinage. Moufki propose (**Moufki1998**) de prendre en compte la température à l'interface pour faire varier le coefficient de frottement. Zemzemi montre (**Zemzemi2008**) que le coefficient de frottement décroît fortement avec la vitesse de glissement du copeau sur la face de coupe de l'outil.

De plus, il montre que ce coefficient est directement lié au couple revêtement / matière à usiner. Nous avons également identifié ce coefficient de frottement dans le cas de l'usinage du 42CrMo4 avec un pion revêtu TiN au paragraphe 3.3.1.5. Il apparaît en effet que le frottement est variable en fonction de la vitesse de glissement. La prise en compte de cette variabilité dans le modèle est donc importante, et est illustrée par l'équation (4.xix) reliant le coefficient de frottement à la vitesse de glissement  $V_g$ .

$$\mu_t = 0.26 \times \frac{t_1}{t_2} \times V_g^{-0.43} \quad (4.xix)$$

Concernant l'angle de cisaillement, les travaux de Molinari (**Molinari2008**) et Moufki (**Moufki2000**; **Moufki2004**) ont montré que l'hypothèse de Merchant ne permettait pas reproduire les mesures d'angle de cisaillement. Ils proposent le modèle suivant (4.xx), où les paramètres  $A_1$  et  $A_2$  sont dépendants du matériau.

$$\varphi = A_1 + A_2 \times (\gamma_n - \lambda_t) \quad (4.xx)$$

De nombreux auteurs ont proposé des approches complémentaires, comme Lee (Lee1951) avec la théorie des lignes de glissement par exemple. Néanmoins, le modèle analytique de coupe le plus utilisé à l'heure actuelle est celui d'Oxley (Oxley1989). Il fournit un algorithme complet de calcul des efforts dans le cas de l'usinage, relativement simple à mettre en oeuvre. Ces résultats sont globalement en accord avec la réalité, mais il note une différence significative au niveau de l'effort d'avance, qui reste comme dans beaucoup de modèle mal pris en compte. L'intérêt de ce modèle est qu'il propose une équation pour l'effort radial qui dépend uniquement des efforts de coupe et d'avance identifiés dans  $P_n$ .

Il cumule de nombreuses caractéristiques intéressantes :

**Écoulement de la matière** Oxley se base sur une extension de la théorie des lignes de glissement, et inclut des champs de vitesses au niveau du copeau, ainsi que dans la bande de cisaillement plus complexe (prise en compte de la zone morte au niveau de l'arête de coupe, du frottement).

**Comportement du matériau** Il montre l'influence de la température, ainsi que de la vitesse de déformation sur la formation du copeau. Il introduit donc un modèle de comportement de type visco plastique thermo dépendant.

**Comportement aux interfaces** Oxley montre que les phénomènes aux interfaces (outil copeau en particulier) sont tributaires de la vitesse de défilement du copeau, de la pression de contact et de la température.

**Modification de la micro structure** La formation d'une couche écrouie au niveau du copeau sur la face de coupe conduit à une modification de son comportement, entre autre son enroulement ainsi que le frottement, et est utilisée pour modifier l'angle de cisaillement.

**Introduction de la coupe oblique** La coupe orthogonale reste un cas d'école, et la majorité des usinages est réalisée par des arêtes qui se trouve en coupe oblique, comme illustré par la figure 4.51. Oxley réalise le calcul de l'effort radial  $F_r$  à partir de l'effort de coupe et d'avance, et de l'angle d'écoulement du copeau  $\eta_c$ . Il explique néanmoins que cette relation n'est valable que dans le cas où la configuration de coupe est identifiée dans le plan  $P_n$  (angles et vitesses).

### 4.3.7 Extraction de données et recalage du modèle

L'ajout d'un coefficient de frottement variable complète le modèle de Merchant. Pour ce qui est de l'effort radial, nous choisissons de retenir l'hypothèse d'Oxley, à savoir que l'effort radial peut être déduit de l'effort de coupe et d'avance si ceux-ci ont été identifiés dans le plan  $P_n$ . Ceci justifie également notre méthode de mesure précédente. Oxley propose (Oxley1989) la formule (4.xxi) pour calculer l'effort radial  $F_r$ .

$$F_r = \frac{F_c (\sin \lambda_s - \cos \lambda_s \sin \gamma_n \tan \eta_c) + F_a (\cos \gamma_n \tan \eta_c)}{\sin \lambda_s \sin \gamma_n \tan \eta_c + \cos \lambda_s} \quad (4.xxi)$$

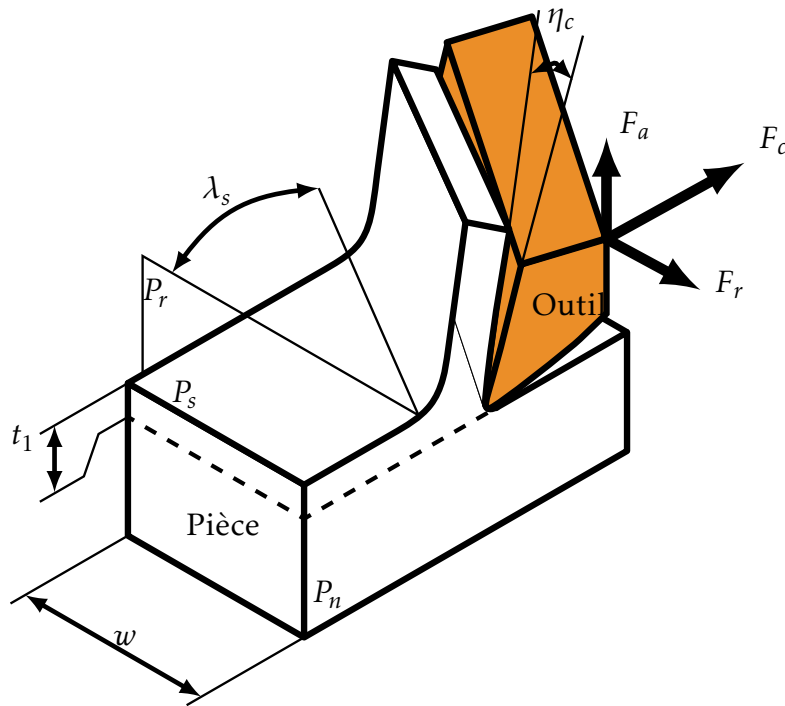


FIGURE 4.51 – Schéma de coupe oblique

Il apparaît dans cette formule l'angle d'écoulement copeau  $\eta_c$ . Jrad montre dans (Jrad2007) que l'hypothèse simplificatrice  $\eta_c = \lambda_s$  n'est pas valable dans le cas du perçage, notamment pour assurer la continuité du copeau. Nous retenons ici la formule (4.xxii), proposée par (Oxley1989). Nous avons inversé la démarche dans notre cas, et rechercher la valeur de  $j$  conduisant à une erreur minimale sur l'effort radial  $F_r$ . Au final, il est obtenu  $j = 0.08$ .

$$\eta_c = \frac{\lambda_s}{V_c^j} \quad (4.xxii)$$

L'effort de coupe et d'avance sont recalés par une méthode itérative. Une routine développée sous MatLab avec la fonction *lsqcurvefit* permet de minimiser l'erreur au sens des moindres carrés entre la mesure et la prédiction du modèle. Les variables sont les paramètres de la loi de comportement de Merchant, à savoir  $S_0$  et  $k$ , ainsi que les paramètres  $A_1$  et  $A_2$  pilotant l'angle de cisaillement donnés dans l'équation (4.xx). Etant donné que c'est principalement l'effort de poussée qui nous intéresse, nous choisissons de favoriser l'identification de l'effort d'avance au détriment de l'effort de coupe. Les quatre coefficients de notre modèle sont donnés par le tableau 4.C, dans le cas de la coupe d'un acier 42CrMo4 à 290HB, usiné avec un outil carbure revêtu TiN.

Coefficient du modèle	$S_0$	$k$	$A_1$	$A_2$
Valeur	1248	-0.26	1.15	0.65

TABLE 4.C – Coefficients du modèle de coupe analytique pour un acier 42CrMo4 usiné par une plaquette carbure revêtu TiN.

Les résultats obtenus sur l'effort de coupe  $F_c$ , présenté sur la figure 4.52a, et l'effort

d'avance  $F_n$ , par le graphique 4.52b montrent que l'effort de coupe est bien modélisé, alors que l'effort de pénétration l'est bien moins. Néanmoins, les tendances sont respectés, notamment la diminution de l'effort avec la vitesse de coupe, et l'augmentation de l'effort avec l'avance. De plus, sur les configurations de coupe oblique (à partir de la configuration n° 40), notre modèle présente correctement l'évolution des efforts. Il faut noter ici que comme la majorité des modèles d'effort, celui-ci peine à reproduire fidèlement l'effort de pénétration, même en favorisant l'identification de coefficient sur la base de l'effort de pénétration seulement.

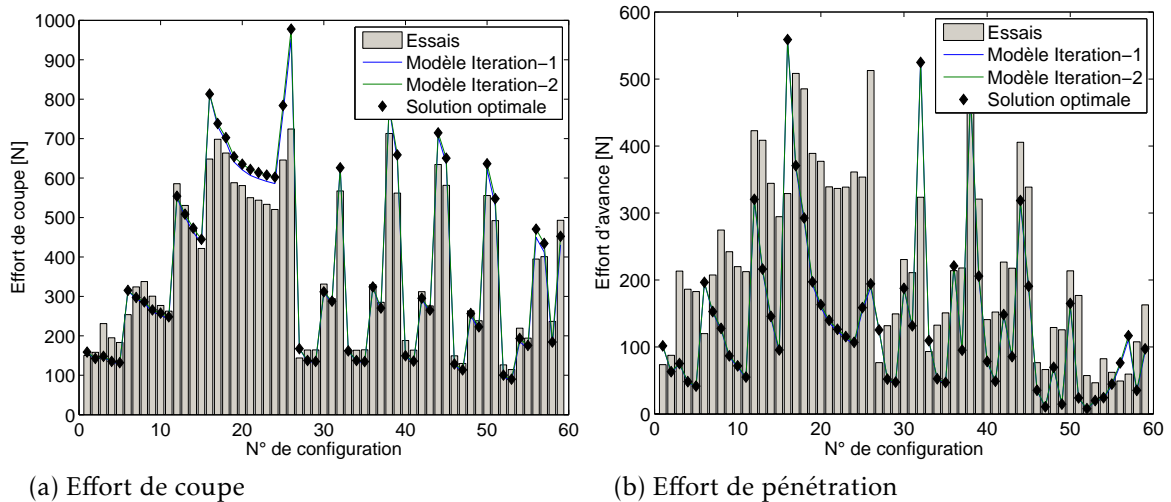


FIGURE 4.52 – Modèle d'effort analytique basé sur l'approche de Merchant modifiée.

De plus, le modèle proposé ici apporte un gain significatif sur la précision du modèle de Merchant. En effet, en incluant un modèle de frottement dépendant de la vitesse, ainsi qu'un angle de cisaillement redéfini comme le propose Molinari, on améliore sensiblement notre modèle, comme l'illustre les figure suivante 4.53. C'est notamment vrai sur l'effort de coupe 4.53a. Pour l'effort de pénétration, ces modifications permettent de mieux refléter les tendances connues d'évolution d'effort en fonction de la vitesse et de l'avance.

Néanmoins, notre modèle reste perfectible sur la prédiction de l'effort d'avance. Si l'effort de coupe est bien modélisé, l'effort de pénétration est globalement sous estimé. Dans ce cas, l'utilisation de ce modèle pour reconstruire l'effort sur un outil est délicate.

### 4.3.8 Application à diverses géométries

Avec le modèle construit précédemment, il est possible de calculer l'effort pour n'importe quelle configuration de coupe locale le long de l'arête. Nous avons au début identifié cette configuration, afin de définir le domaine d'essais de coupe (voir figure 4.37, paragraphe 4.3.2). La position radiale, et donc la vitesse de coupe et le positionnement angulaire de l'arête dans le repère global de l'outil sont donc connus précisément pour chaque arête élémentaire. La figure 4.54 illustre les efforts calculés par le modèle de coupe sur une arête élémentaire de l'outil. Pour retrouver les efforts dans le repère



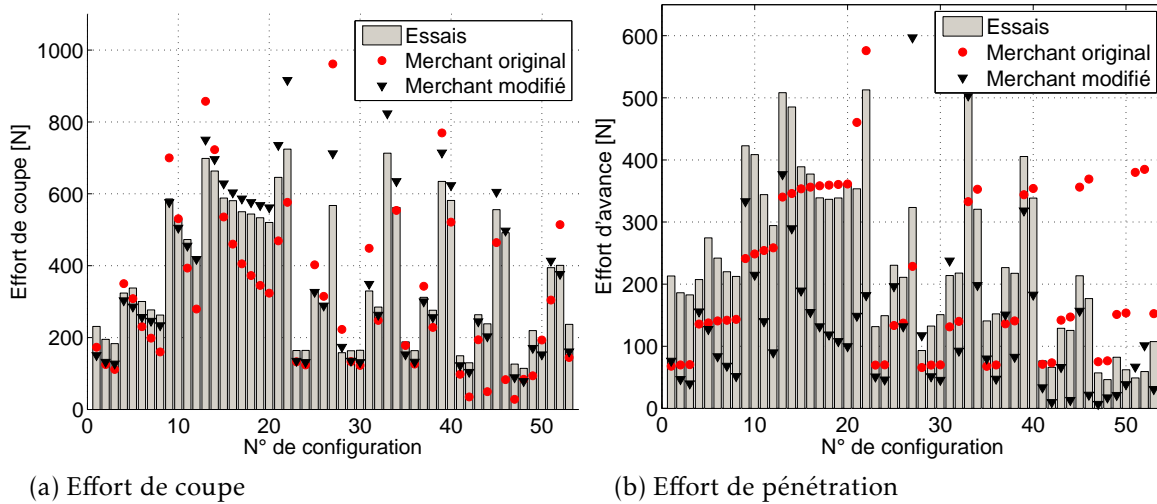


FIGURE 4.53 – Conséquence des modifications sur le modèle d’efforts de Merchant.

lié à l’outil, il suffit donc de réaliser des projections, en tenant compte notamment de l’angle de direction d’arête  $\kappa_r$ .

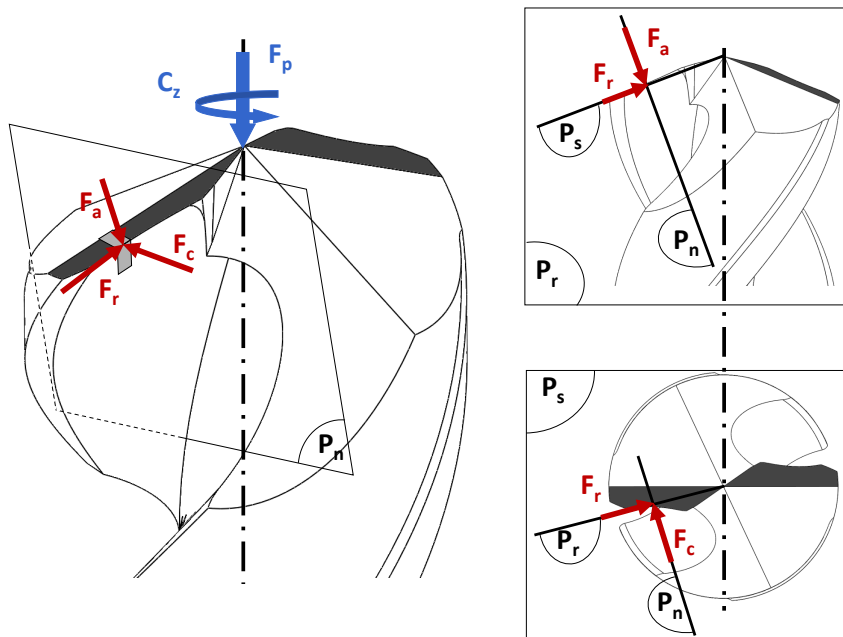


FIGURE 4.54 – Effort de coupe sur une arête élémentaire du foret.

Nous réalisons des essais de perçage avec avant trou pour identifier l’effort sans prendre en compte la partie centrale. En effet, nous avons précisé que les phénomènes d’enlèvement de matière au centre de l’outil étaient mal définis. Nous avons implémenté un modèle de coupe pure, et nous choisissons donc de ne pas prendre en compte la pointe en première approche. Le diamètre de l’avant trou est également au diamètre de la zone 2, soit  $\varnothing 1.5$  dans le cas du perçage avec un foret Sirius  $\varnothing 6$ , ou  $\varnothing 2.5$  pour un outil Polaris  $\varnothing 8$ . La figure 4.55 illustre un relevé d’effort lors d’un perçage avec avant trou.

La figure 4.56 illustre la comparaison entre notre modèle et les essais. Le couple

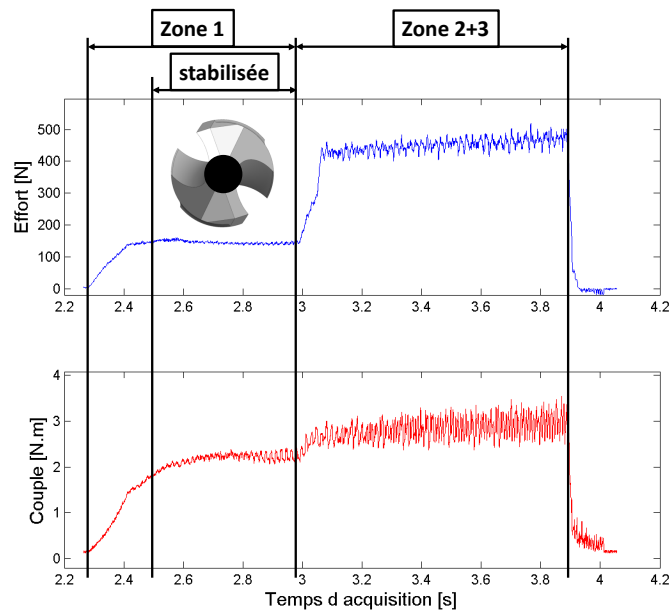


FIGURE 4.55 – Effort et couple pour un perçage  $\varnothing 6$  avec avant trou de  $\varnothing 1.5$ , avec un outil Sirius  $\varnothing 6$  revêtu TiN dans le 42CrMo4 à 290HB.

est assez bien représenté par notre modèle, qui reste un simple modèle de coupe issu des hypothèses de Merchant. L'augmentation de l'effort et du couple avec l'avance est reproduite. Néanmoins, on note un écart relativement plus important au niveau de l'effort représenté sur la figure 4.56a, mais constant avec l'avance. Il est principalement piloté par l'effort de pénétration du modèle de coupe, qui présente une erreur relativement importante, notamment pour les configurations angulaires avec un  $\lambda_s$  élevé. Cependant, les résultats donnés par notre méthode sont en accord avec les essais, notamment au vu du modèle de coupe simple mis en place.

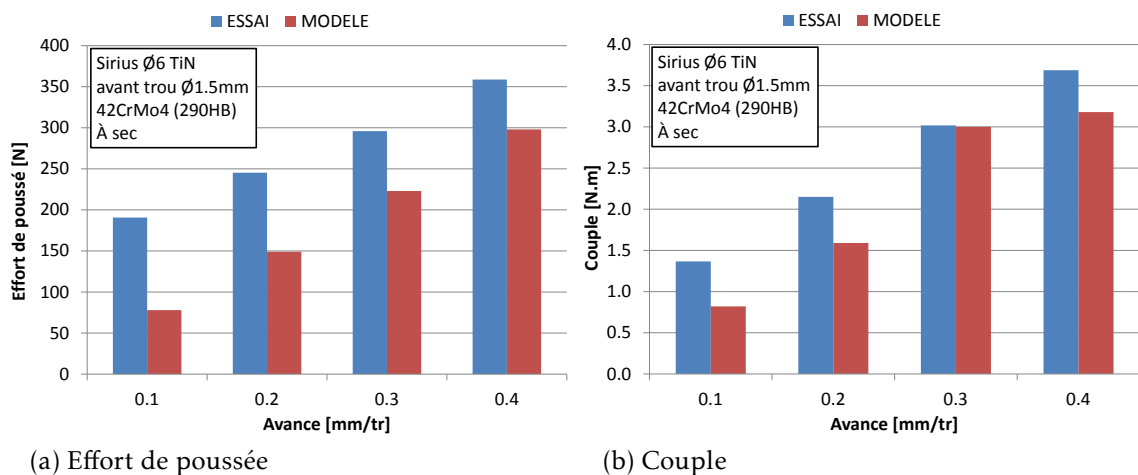


FIGURE 4.56 – Comparatif de l'effort et du couple stabilisés prédits par rapport aux essais pour l'outil Sirius  $\varnothing 6$ .

Pour ce qui concerne la géométrie Polaris, les mêmes tendances sont observées. De plus le couple est très bien modélisé, notamment car cette géométrie d'outil présente une arête relativement droite ( $\lambda_s$  assez faible), là où notre modèle présente l'erreur la

plus faible. En revanche, sur l'effort de poussée présenté sur le graphique 4.57a, l'erreur est très importante (facteur 1.5 entre modèle et essai), notamment à basse avance. Dans ce cas de figure, l'avance à la dent devient inférieure à l'avance minimale définie plus haut. Sur le modèle de coupe *pure*, nous avons en effet identifié un  $f_{min}$  à  $0.075mm.tr^{-1}$ , ce qui correspond à une avance pour l'outil de  $0.15mm.tr^{-1}$ .

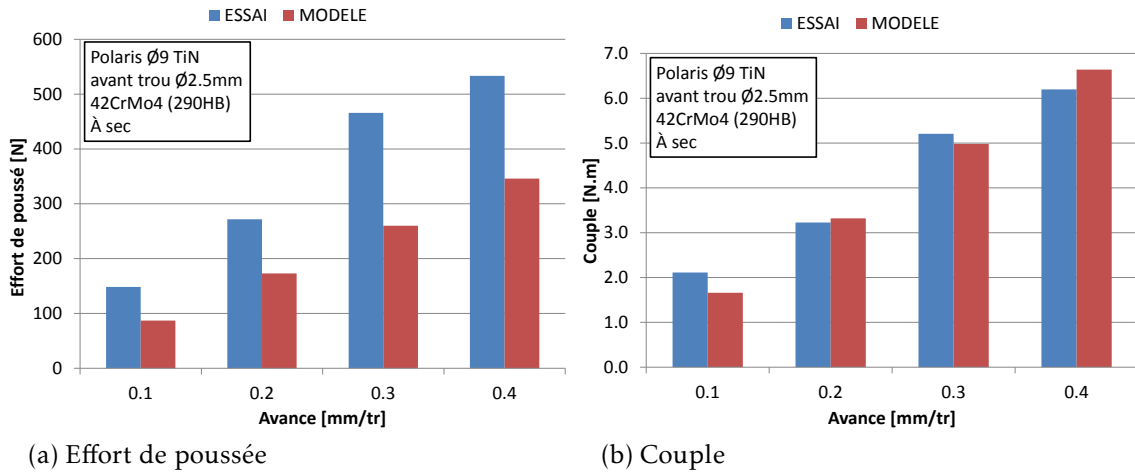


FIGURE 4.57 – Comparatif de l'effort et du couple stabilisés prédis par rapport aux essais pour l'outil Polaris Ø9.

Ainsi, le modèle de coupe présenté ici, puis appliqué à la modélisation des efforts en perçage permet de retrouver les tendances, à savoir une augmentation de l'effort avec l'avance. La diminution des efforts avec la vitesse est elle aussi reproduite (non présentée ici). Néanmoins, ce modèle n'est pas capable de donner une valeur d'effort correcte, alors que le couple est relativement bien simulé. Ceci s'explique naturellement avec les résultats d'identification du modèle de Merchant, ou l'effort d'avance (qui pilote directement l'effort de poussée total) n'est pas bien pris en compte. Ce point est également valable pour d'autres types de modèle (Oxley, modèle de coupe numérique (Courbon2010)). Le couple dépendant directement de l'effort de coupe et du rayon, le modèle est naturellement plus précis.

En somme, le modèle proposé ici prend bien en compte la géométrie exacte de l'outil, et permet de retrouver les tendances d'évolution de l'effort en fonction des conditions opératoires. La simulation du couple totale est cohérente avec les essais, alors que l'effort ne présente pas une valeur suffisamment proche sur la plage d'avance considéré. Malgré l'utilisation d'un modèle d'effort simple, issu des hypothèses de Merchant, modifié pour prendre en compte un angle de cisaillement plus *physique* et un frottement dépendant de la vitesse, notre approche se justifie. En effet, ce modèle simple, rapide à mettre en oeuvre, permet de prédire les évolutions d'effort et de couple en fonction de la géométrie de l'outil, *a priori*.

## 4.4 Quel modèle d'effort pour le PVAE ?

Nous avons introduit dans ce chapitre la modélisation des efforts dans le cadre du perçage. Le but était de définir un modèle permettant de prendre en compte la

variabilité dans la géométrie des outils, aussi bien à l'échelle macro que microscopique. Pour cela, deux approches ont été étudiées.

En premier lieu, la méthode CAM offre une précision sur la modélisation de l'effort et du couple particulièrement intéressante dans la cadre de la simulation du perçage vibratoire. En tenant compte de la géométrie réelle de l'outil, elle permet de définir la contribution de chaque zone sur l'effort total.

La valeur ajoutée dans ce travail porte justement sur la définition géométrique de l'outil, ainsi que l'ajout d'un modèle pour le couple, important pour le cas des forets longs soumis à la torsion. De plus, l'étude de sensibilité approfondie a montré quels étaient les paramètres critiques. Enfin, la micro géométrie a une influence sur le résultat qui peut être prédit, comme nous l'avons montré sur le cas de la préparation d'arête.

D'autre part, une méthode de discrétisation analytique a été proposée. Au lieu de chercher un modèle d'effort complexe, nous avons justement introduit un modèle très simple de coupe issu de Merchant. Pour réaliser cette discrétisation, nous avons besoin de connaître parfaitement la géométrie de l'outil en tout point.

Une fois cette configuration connue, un montage de coupe a été défini de manière à identifier les coefficients de notre modèle. Une analyse des résultats par une approche phénoménologique a montré le domaine de validité de nos essais (avance supérieure à  $0.075\text{mm.tr}^{-1}$ , vitesse de coupe supérieur à  $75\text{m.min}^{-1}$ , angle de coupe inférieur à  $\gamma_n = 20^\circ$ ).

En ajoutant la prise en compte de la variabilité du coefficient de frottement à la vitesse, ainsi qu'une modification de l'angle de cisaillement en fonction de la configuration de coupe locale, nous obtenons un modèle précis sur l'effort de coupe, et donnant des tendances correctes sur l'effort d'avance.

A partir de la connaissance de la configuration angulaire en chaque point de l'arête de coupe, il est donc possible de connaître l'effort local, et par sommation, l'effort et le couple total appliqué sur l'outil. Les résultats obtenus sont en accord avec les essais, les tendances sont bien respectées. Le couple est bien modélisé (car il dépend directement de l'effort de coupe, qui présente une erreur faible dans notre modèle). En revanche, on note un écart significatif sur l'effort de poussée, directement imputable à la faiblesse de notre modèle sur l'effort d'avance.

En somme, les deux modèles proposés sont pertinents. Le modèle analytique permet à partir de la base d'essai réalisée d'avoir un modèle de coupe *pure* applicable sur une large gamme de géométries d'outil. Néanmoins, notre but était d'avoir une information fiable sur l'effort de poussée, ce qui n'est pas le cas. Le couple est en revanche bien représenté.

Finalement, le modèle le plus adapté dans notre cas est le modèle CAM. il permet la prise en compte de la géométrie de l'outil, et est suffisamment précis pour être intégré dans un simulateur d'effort pour le perçage vibratoire. C'est la prochaine étape à accomplir pour disposer d'un environnement de travail complet pour le PVAE.



# Conclusion générale

## Bilan

L'objectif des travaux présentés dans ce mémoire était de contribuer à mettre au point les moyens techniques ainsi que les modèles permettant un fonctionnement optimal de la technologie de perçage vibratoire auto-entretenu pour son application dans les conditions industrielles. Elle s'inscrit dans le cadre du projet FGVV. En terme d'application, nous avons retenu le forage des aciers. Cet objectif comprenait la définition d'un porte outil spécifique et d'outils adaptés. D'un point de vue académique, cette étude s'inscrivait dans une démarche d'analyse des phénomènes physiques pilotant la performance du procédé.

En premier lieu, l'état de l'art a montré que le saut de productivité de l'UGV n'avait pas diffusé à l'opération de forage, ou de perçage en général. L'opération de coupe est réalisée en milieu confiné, et le problème d'échauffement, et surtout d'évacuation du copeau limitent fortement la marge de manoeuvre disponible pour son optimisation. Des palliatifs existent, tels que le forage à l'outil 3/4, les techniques de déboutrages avancées, ou la lubrification centrale haute pression. Malgré tout, elles sont coûteuses et délicates à mettre en oeuvre. De plus, leurs utilisations ne garantissent pas nécessairement une augmentation de la productivité, notamment à cause du coût caché (réduction de la vitesse de coupe pour limiter l'usure par exemple).

Face à ce constat, l'utilisation de vibrations axiales est une voie prometteuse. Les récentes solutions technologiques avec apport d'énergie extérieure (excitation forcée par came ou piezo électrique) sont actuellement en phase de qualification industrielle. Le perçage vibratoire auto entretenu a, lui, déjà montré son apport sur une application industrielle type (perçage de vilebrequin), aussi bien du point de vue de la performance pure (vitesse d'exécution, réduction de l'utilisation de lubrifiant) que de la qualité (déviation, concentricité, usure de l'outil). Cette technologie repose sur l'utilisation d'un porte outil disposant d'une flexibilité axiale. Un système masse ressort est excité par l'effort de coupe, donc sans apport d'énergie externe. Ceci entraîne des sauts hors matière et une fragmentation du copeau *de facto*.

Afin de développer le PVAE, la **définition d'un porte outil** fiable est une étape importante. L'identification des configurations de masse et raideur à utiliser pour obtenir une zone probable de vibration se base sur la théorie des lobes d'instabilité. En se basant sur le domaine d'application industrielle, un jeu de masse et de raideur réduit

a été proposé. Cette étude a débouché sur le premier livrable du projet FGVV, à savoir un porte outil vibratoire industriel, et son circuit de production. Actuellement, ce *POV* est en cours d'implantation chez les partenaires du projet FGVV (notamment le CETIM, UF1 et Evaflo).

**Dans un second temps**, une géométrie d'outil adaptée a été étudiée. Après avoir introduit la définition de la géométrie des forets, et l'aspect d'échelle d'analyse, nous avons illustré les moyens de contrôle. Ainsi, une étude de l'influence des paramètres macro et micro géométriques a été entreprise. Nous avons pu observer que l'extrapolation des résultats des outils courts vers les outils longs n'était pas directe. En effet, les problèmes de préparation de trou, de conicité de l'outil peuvent limiter drastiquement leurs performances. Il apparaît que les aspects micro géométriques sont primordiaux, et l'influence du revêtement, et des phénomènes tribologiques sont critiques. Les interfaces outil pièce et outil copeau vont jouer le rôle d'un amortisseur, et donc dissiper l'énergie de la coupe, qui ne pourra donc pas être stockée dans le ressort. Par ailleurs, la préparation d'arête a un rôle stabilisateur, et une micro géométrie adéquate a été identifiée. Celle-ci va stabiliser les vibrations en augmentant l'effort de poussée lorsque les sections coupées sont de faibles épaisseurs (entrée et sortie de la matière). Le rôle du talonnage est ambigu. A faible avance, il permet d'obtenir des vibrations en apportant de l'énergie au système. A forte avance en revanche, il va amortir les vibrations. Il a été identifié une forme optimale pour la première dépouille, principale responsable du talonnage sur l'outil. Cette géométrie permet de modifier la part d'effort de poussée générée par le talonnage par rapport à l'effort généré par la coupe.

Cet outil conçu pour le projet FGVV n'a pu encore être exploité industriellement pour le moment, en raison des problématiques de **fabrication des outils**. Il existe des contraintes de fabrication fortes à cause de cette conception particulière, où il y a compétition entre la génération d'énergie pour exciter le système et la minimisation des pertes. Des problèmes technologiques importants ont été soulevés, notamment le besoin d'une maîtrise totale de la chaîne de la conception à la fabrication de l'outil, afin d'assurer la répétabilité de la micro géométrie de la pointe.

Il faut noter qu'il existe actuellement un outil acier rapide adapté au *PVAE*. La mise en oeuvre d'un substrat et d'un revêtement adapté ont permis d'augmenter la performance de l'outil de près de 300% d'un point de vue de la durée de vie. Les travaux entrepris sur les outils carbures, avec notamment le choix d'un substrat, d'un revêtement, et d'un affûtage adapté sont prometteurs. Ainsi, les outils spécifiques au *PVAE* sont d'ores et déjà définis, et en cours d'industrialisation. Ils constituent le deuxième livrable du projet FGVV, au moins pour les applications acier.

**Le matériau usiné** est la troisième pièce du puzzle. Les essais tribologiques (adhésion notamment) ont montré le rôle du matériau dans le frottement. D'autre part, le comportement plastique du matériau est à prendre en compte. La mise en place d'un indicateur de la capacité du matériau à restituer l'énergie élastique stockée a permis de quantifier ce phénomène. Nous avons identifié des sources de dissipation d'énergie de la coupe, et il est donc possible de prédire le comportement probable du *PVAE* pour une famille de matériau. Un matériau qui dissipe plastiquement l'énergie de la coupe va voir son domaine de vibration fortement réduit.

**La modélisation des efforts** permet la prédiction du comportement du *POV*. Cela passe par une simulation complète du procédé. Nos travaux ont principalement porté sur la définition des modèles d'efforts, ainsi que leurs identifications. Deux approches ont été envisagées, notamment pour prendre en compte les variations géométriques critiques soulevées dans le paragraphe précédent. C'est un point particulièrement mis en avant dans les modèles proposés ici.

Le modèle d'effort par discrétisation se base sur la connaissance de la géométrie de l'outil. A partir d'essais de coupe simples, un **modèle d'effort analytique** de type Merchant a été recalé. Celui-ci a été amélioré par la prise en compte d'un frottement variable ainsi que d'un angle de cisaillement plus physique. En couplant l'analyse géométrique et le modèle d'effort local, il est possible de connaître l'effort et le couple total. Nous avons montré que ce modèle analytique est pertinent sur le couple, mais pas suffisamment précis sur l'effort pour être exploité dans notre démarche.

**La méthode CAM** est basée sur un découpage de l'outil en fonction des phénomènes locaux de coupe. L'analyse de la géométrie des outils entreprise pour leur contrôle a permis d'inclure ces données dans la méthode CAM. Cela a permis de l'améliorer, en identifiant un modèle d'effort et de couple tenant compte de la forme de l'outil. En incluant l'erreur de mesure, et avec une étude de sensibilité poussée, nous avons pu identifier les limites de cette approche. D'autre part, l'influence de la préparation d'arête a pu être prise en compte. Le modèle CAM proposé est donc un modèle d'effort analytique à l'échelle micro géométrique, car il inclue la géométrie et la forme locale de l'arête de coupe. Il a été montré l'apport de notre approche par rapport aux résultats précédents. Le niveau d'effort en phase stabilisé est mieux modélisé, et l'évolution de l'effort lors de la phase de pénétration est plus finement reproduite. L'ajout du modèle de couple prend tout son sens dans le cas des outils longs, où les problématiques de torsion (rupture d'outil, mais également déphasage des lobes de stabilité) sont critiques. L'apport d'énergie de chaque zone de l'outil est donc précisément quantifié.

## Perspectives

Une réflexion sur la **gamme de fabrication des outils** devra être portée. Il apparaît en effet que les problématiques de faux rond, de défaut de cylindricité des barreaux bruts ou de flexion posent de problèmes non résolus sur les phases suivantes de fabrication. Cela a pour conséquence des défauts de pointe non compatibles avec les exigences géométriques des outils pour le *PVAE*. Il serait intéressant de modifier la gamme, en incluant un contrôle très fin des barreaux avant usinage.

**Le montage d'usinage** pourrait également être revu, en raccourcissant la *longueur en l'air* pour limiter la flexion. L'affûtage de la pointe peut être réalisé avant le taillage de la goujure, pour avoir un outil le plus rigide possible. Enfin, la préparation d'arête pourrait être précédée d'un palpé pour connaître la position exacte de l'arête de coupe, et ajuster la trajectoire de la meule. Concernant cette préparation d'arête, les procédés de type smuritropie permettrait une meilleure répétabilité.

**Pour le contrôle**, les moyens de caractérisation optique macro et micro géométriques permettraient d'obtenir la géométrie réelle de l'outil, et donc de tenir compte



de la fabrication dans l'évolution de la configuration de coupe le long de l'arête de coupe.

**L'étude de l'usure** de l'outil est également un point important. Nous avons montré que le choix d'un substrat adapté permettait d'augmenter la durée de vie. Une perspective scientifique serait d'étudier plus finement cette usure. En effet, l'arête de coupe est soumise à des chargements thermo-mécaniques cycliques, ce qui génère une usure de l'outil par fatigue. L'utilisation de tribomètre reproduisant le phénomène *fretting-fatigue* serait une voie d'analyse expérimentale. D'un point de vue numérique, des simulations utilisant ces charges cycliques permettraient d'identifier les configurations critiques pour l'usure de l'outil.

Les travaux exposés ici ont principalement portés sur le **quantification des apports et des pertes d'énergie** dans le système usinant. L'effort de poussée est la seule source d'énergie. Elle se décompose en une part provenant du talonnage, apparaissant en début d'usinage, et une part liée à la coupe dans un deuxième temps. Nous avons montré que ces deux efforts étaient générés par des parties différentes de l'outil. La dépouille va piloter le talonnage, alors que c'est le chanfrein d'arête qui pilote la part de l'effort de poussée liée à la coupe.

L'objectif final est d'**inclure le modèle CAM** simulant l'effort et le couple dans un simulateur de perçage vibratoire. La prise en compte de la torsion dans le simulateur serait un apport indéniable, notamment pour prédire les phénomènes de déphasage et de décalage de lobe d'instabilité lié à la torsion de l'outil. Il serait ainsi possible de comparer un domaine de vibration expérimental et théorique.

**Ce simulateur** serait alors un outil d'aide à la compréhension du *PVAE*. Il est composé d'un modèle d'effort (lié à la coupe et au talonnage), un modèle de comportement dynamique du système masse ressort (à *nDDL*), ainsi qu'un modèle d'enlèvement de matière. La prise en compte des dissymétries géométriques de l'outil et des phénomènes de coupe permettrait de prédire la qualité du trou (notamment les phénomènes de déviation et d'ovalisation).

**Les indicateurs de performance** mis en place permettent de quantifier les apports et dissipations d'énergie dans le système. Cette approche énergétique du *PVAE* serait à comparer avec les résultats d'un simulateur complet, prenant en compte la dynamique du procédé. Cette approche énergétique permettrait de se passer des modèles cinématique et d'enlèvement de matière, qui complexifient la définition du simulateur, tout en offrant une réponse binaire sur le fonctionnement du *PVAE*, en fonction du matériau, de l'outil, et de la configuration du *POV*.

A partir de là, **l'exploitation du PVAE** dans l'industrie pourra être envisagée en ayant une maîtrise complète du procédé. C'est également aux industriels partenaires du projet FGVV d'acquérir la compétence nécessaire pour une mise en oeuvre efficace du *PVAE*. Diverses applications sont d'or et déjà en cours d'exploration, et ces premiers résultats permettront une diffusion efficace.

## Description des outils utilisés

### Sommaire

---

<b>A.1 Outil Tivoly 388 . . . . .</b>	<b>188</b>
<b>A.2 Outil de référence Guibert . . . . .</b>	<b>189</b>
<b>A.3 Outil FGVV . . . . .</b>	<b>190</b>
<b>A.4 Outil Tivoly Sirius . . . . .</b>	<b>191</b>
<b>A.5 Outil Tivoly Polaris . . . . .</b>	<b>192</b>

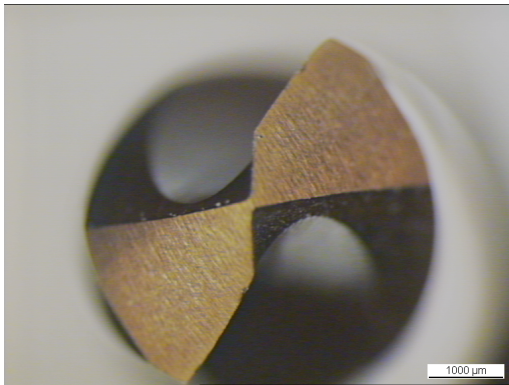
---

Le descriptif des cinq outils principaux utilisés dans ce mémoire est reporté ici. En plus d'une description de la macrogéométrie, des photos de l'affutage et de la section de goujure sont données. Cette description est donnée pour un diamètre, l'extrapolation pour les autres diamètres d'une même famille étant possible par homothétie.

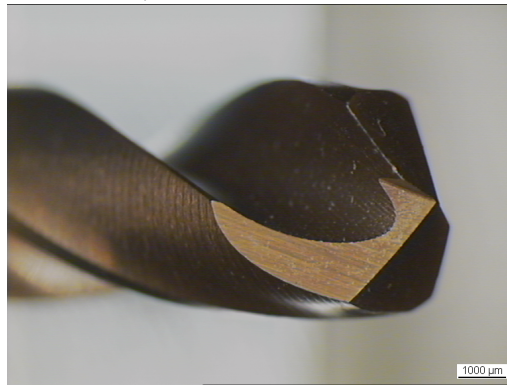
## A.1 Outil Tivoly 388

Définition géométrique	
Caractéristique	Valeur
Diamètre	5
Série	Courte (5xD)
Type de goujure	N
Angle d'hélice	35°
Diamètre de noyau	1.2
Type d'affutage	Tronconique et amincissement d'âme
Angle de pointe	118°
Angle de dépouille	12°
Substrat	M42 traité (Erasteel)
Revêtement	TiAlN (Balzers)
Préparation d'arête	Sans

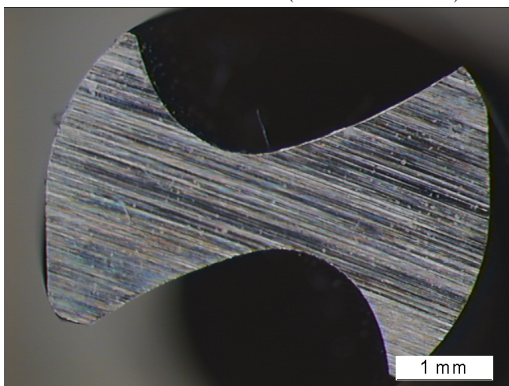
Illustrations de l'outil Tivoly 388.



Pointe de l'outil (vue de face)



Pointe (vue isométrique)



Section de goujure

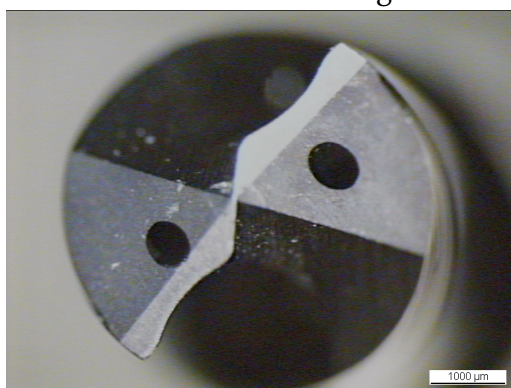


Hélice

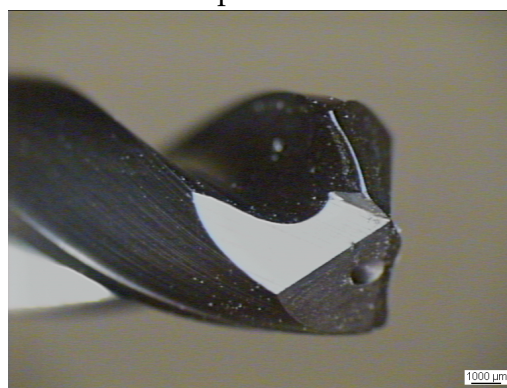
## A.2 Outil de référence Guibert

Définition géométrique	
Caractéristique	Valeur
Diamètre	5
Série	Longue (20xD)
Type de goujure	Spéciale (double goujure)
Angle d'hélice	30°
Diamètre de noyau	1.4-1.2
Type d'affutage	Double dépouille et amincissement
Angle de pointe	140°
Angle de dépouille	10°
Substrat	Carbure TF15 (9% de Cobalt)
Revêtement	Type TiAlN spécifique
Préparation d'arête	Chanfrein

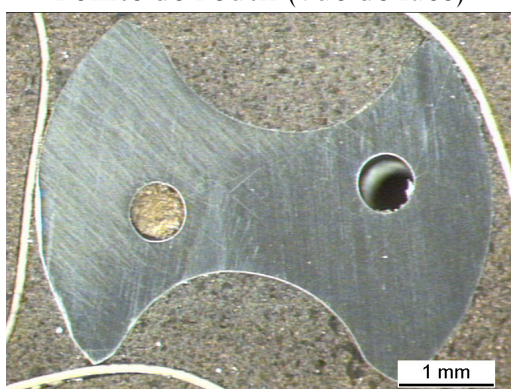
Illustration de la géométrie de l'outil utilisé par Guibert.



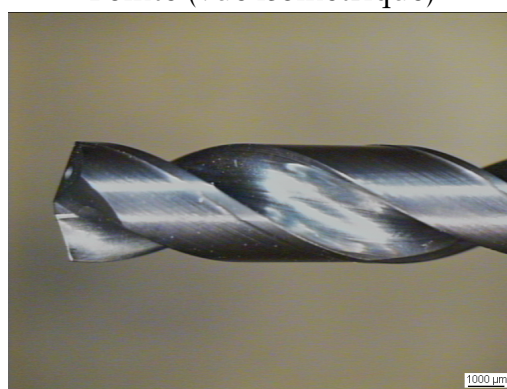
Pointe de l'outil (vue de face)



Pointe (vue isométrique)



Section de goujure



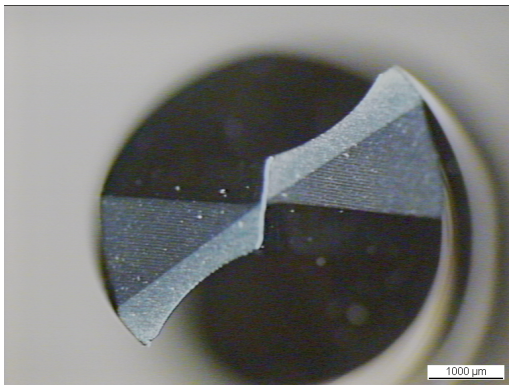
Hélice



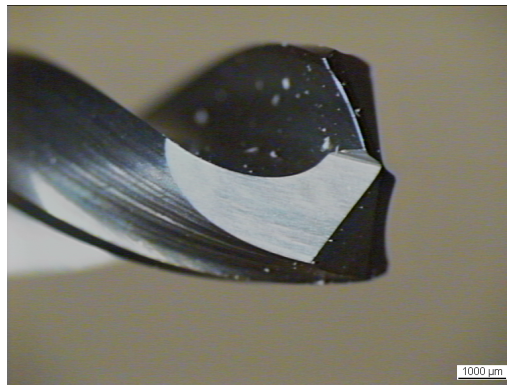
## A.3 Outil FGVV

Définition géométrique	
Caractéristique	Valeur
Diamètre	5
Série	Longue (20xD)
Type de goujure	Spéciale (double goujure)
Angle d'hélice	30°
Diamètre de noyau	1.3
Type d'affutage	Double dépouille et amincissement
Angle de pointe	145°
Angle de dépouille	11°
Substrat	Carbure MG18 (12% de Cobalt)
Revêtement	Type TiAlN spécifique
Préparation d'arête	Chanfrein

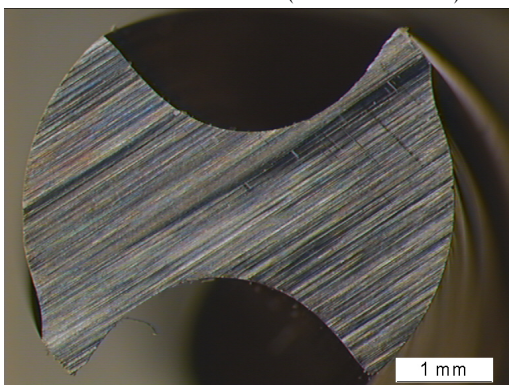
Illustrations de l'outil FGVV.



Pointe de l'outil (vue de face)



Pointe (vue isométrique)



Section de goujure

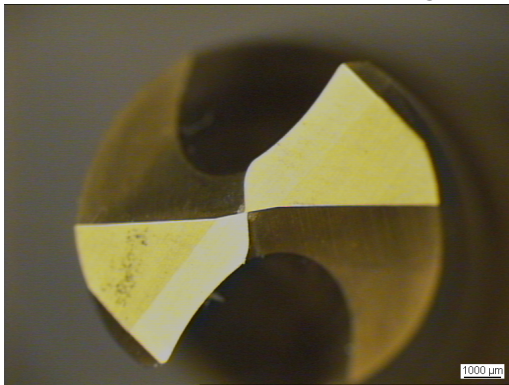


Hélice

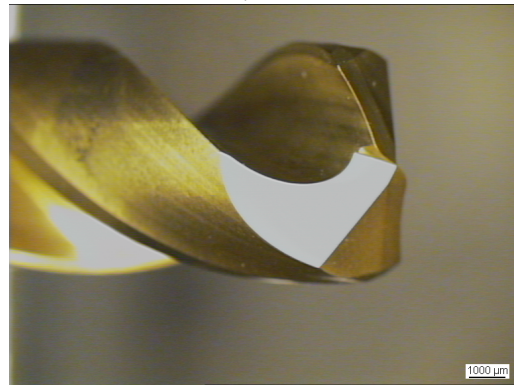
## A.4 Outil Tivoly Sirius

Définition géométrique	
Caractéristique	Valeur
Diamètre	6
Série	Courte (5xD)
Type de goujure	Spéciale
Angle d'hélice	30°
Diamètre de noyau	1.5
Type d'affutage	Double dépouille et amincissement
Angle de pointe	145°
Angle de dépouille	10°
Substrat	Carbure K40 AF (8% de Cobalt)
Revêtement	TiN
Préparation d'arête	Brossage

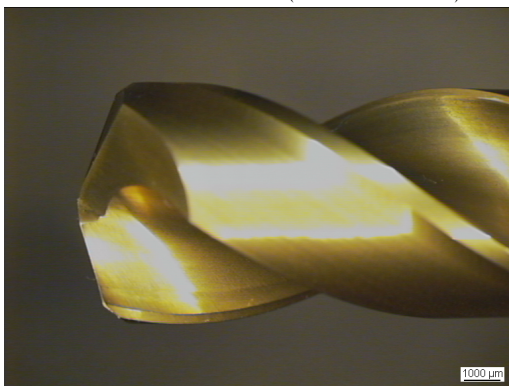
Illustrations de la géométrie de l'outil Tivoly Sirius.



Pointe de l'outil (vue de face)



Pointe (vue isométrique)

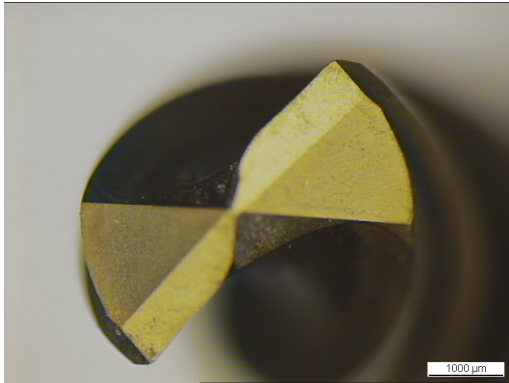


Hélice

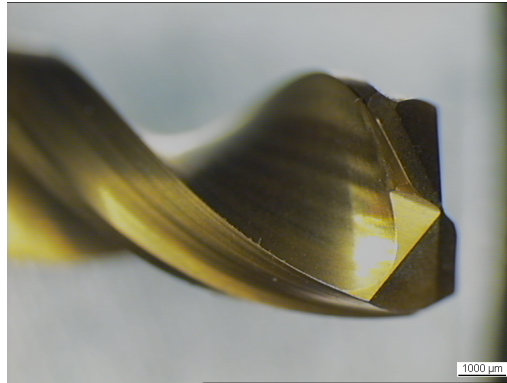
## A.5 Outil Tivoly Polaris

Définition géométrique	
Caractéristique	Valeur
Diamètre	8
Série	Courte (5xD)
Type de goujure	Spéciale à grand dégagement
Angle d'hélice	30°
Diamètre de noyau	1.6
Type d'affutage	Double dépouille et amincissement
Angle de pointe	145°
Angle de dépouille	10°
Substrat	Carbure K40 AF (8% de Cobalt)
Revêtement	TiN
Préparation d'arête	Brossage

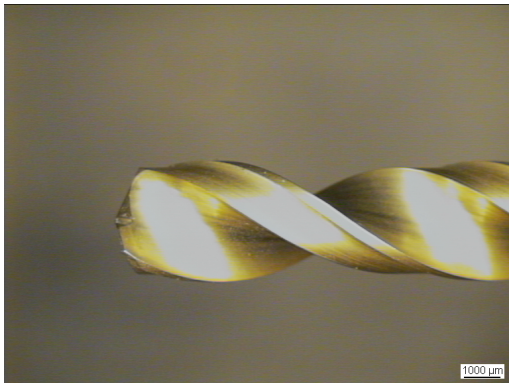
Illustration de la géométrie de l'outil Tivoly Polaris.



Pointe de l'outil (vue de face)



Pointe (vue isométrique)



Hélice

# Résultats des essais de coupe

## Sommaire

---

<b>B.1 Analyse des données de coupe</b> . . . . .	<b>193</b>
B.1.1 Approche COM . . . . .	193
B.1.2 Influence de l'angle de coupe . . . . .	195
B.1.3 Influence de l'angle d'inclinaison d'arête . . . . .	196
<b>B.2 Données extraites des essais de coupe</b> . . . . .	<b>197</b>

---

## B.1 Analyse des données de coupe

### B.1.1 Approche COM

Les graphiques B.1 montrent une analyse par la méthode COM de ces résultats. Il apparaît rapidement que la vitesse de coupe minimale se situe à  $65m.min^{-1}$  environ et une avance minimale de  $0.075mm.tr^{-1}$ . Au-delà, les efforts se stabilisent, ainsi que l'épaisseur de copeau B.1c. Quelque soit la vitesse, l'effort varie quasi linéairement avec l'avance.



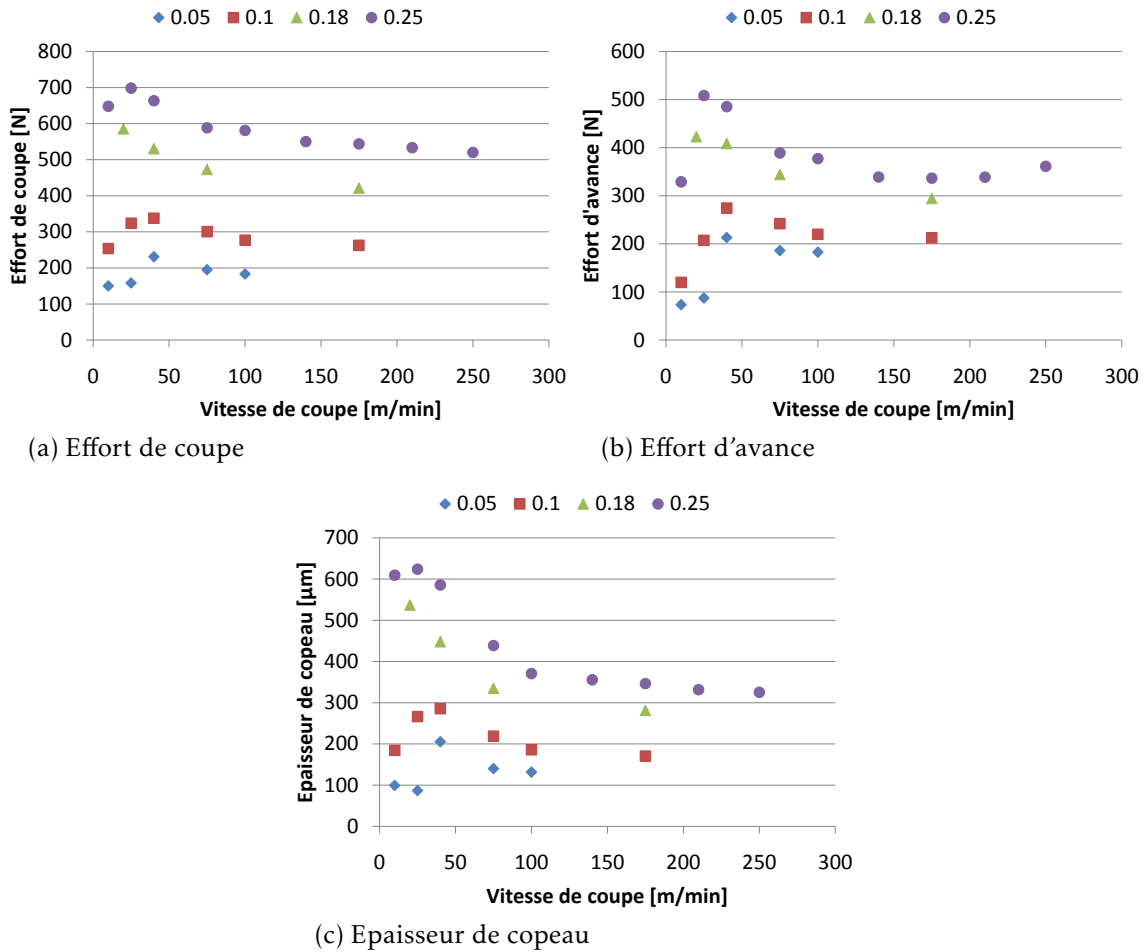


FIGURE B.1 – Évolution des caractéristiques des essais en coupe orthogonale.

### B.1.2 Influence de l'angle de coupe

L'augmentation de l'angle de coupe est connue pour diminuer les efforts de coupe, ce qui est vérifié par nos essais. Cette diminution des efforts est visible sur l'effort de coupe représenté à la figure B.2a, et est particulièrement sensible sur l'effort d'avance illustré sur le graphique B.2b. D'autre part, sur les deux composantes, un angle de coupe important (30°) conduit à une baisse importante des efforts (-35% sur l'effort de coupe, -85% sur l'effort d'avance). Pour un angle de coupe de 15°, cette diminution est moins marquée (-15% sur l'effort de coupe, -45% sur l'effort d'avance).

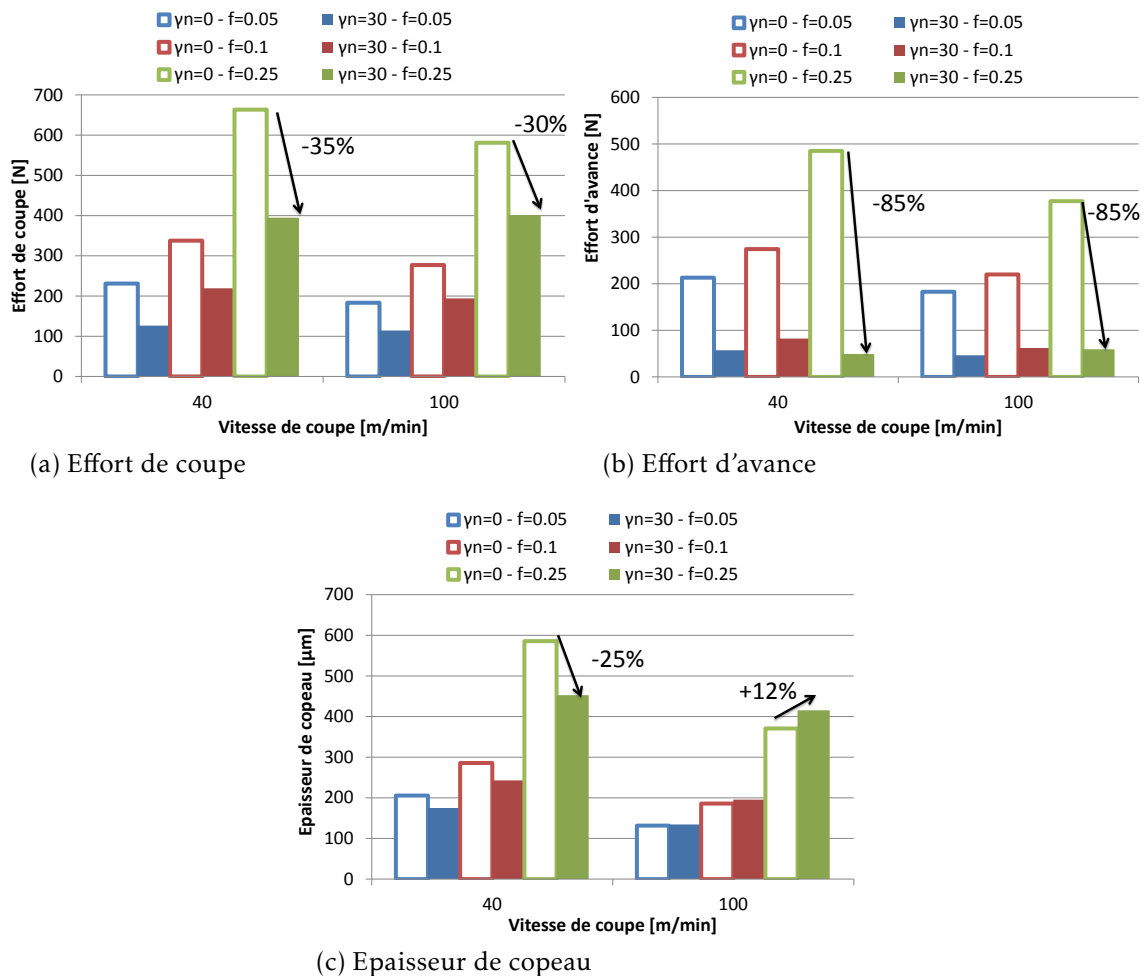


FIGURE B.2 – Influence de l'angle de coupe  $\gamma_n$  sur les efforts.

### B.1.3 Influence de l'angle d'inclinaison d'arête

L'angle d'inclinaison d'arête modifie principalement le mode d'enroulement du copeau. Le graphique B.3a montre une diminution faible des efforts de coupe avec l'augmentation de  $\lambda_s$ , dès lors qu'on se situe dans le domaine du COM. En revanche, le graphique B.3b sur l'effort d'avance, cette influence est plus sensible (-15%), principalement lors d'une coupe fortement oblique ( $\lambda_s = 30^\circ$ ). Enfin, l'inclinaison de l'arête engendre obligatoirement un effort radial illustré par la figure B.3d, et est quasiment proportionnel à l'avance. L'épaisseur de copeau augmente également avec l'utilisation d'un angle d'inclinaison d'arête important, comme le montre le graphique B.3c.

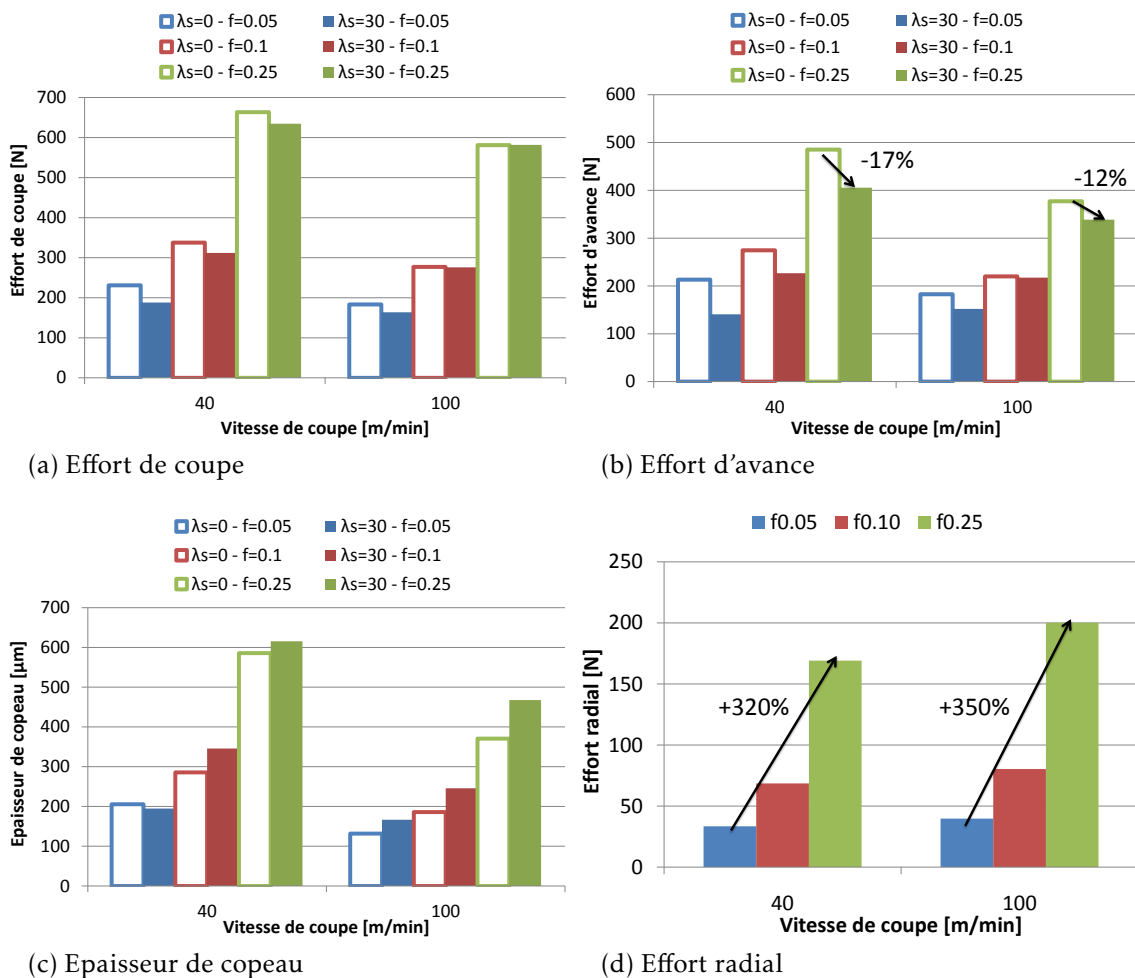


FIGURE B.3 – Influence de l'angle d'inclinaison d'arête  $\lambda_s$  sur les efforts.

## B.2 Données extraites des essais de coupe

Le tableau suivant B.A donne l'effort de coupe  $F_c$ , l'effort d'avance  $F_a$ , l'effort radial  $F_r$  (quasi nul dans le cas de la coupe orthogonale), ainsi que l'épaisseur de copeau mesurée pour chaque configuration de coupe orthogonale, réalisée avec des plaquettes standards.

Configuration	Vc <i>m.min<sup>-1</sup></i>	f <i>mm.tr<sup>-1</sup></i>	$\gamma_n$ °	$\lambda_s$ °	$F_c$ N	$F_a$ N	$F_r$ N	$t_2$ $\mu\text{m}$
1	10	0.05	0	0	150	74	-2	99
2	25	0.05	0	0	158	87	-2	87
3	40	0.05	0	0	231	213	-3	206
4	75	0.05	0	0	195	186	-3	140
5	100	0.05	0	0	183	183	-2	132
6	10	0.1	0	0	254	120	-4	185
7	25	0.1	0	0	324	207	-4	266
8	40	0.1	0	0	338	274	-4	286
9	75	0.1	0	0	300	242	-2	219
10	100	0.1	0	0	277	220	-1	186
11	175	0.1	0	0	263	212	-4	171
12	20	0.18	0	0	586	423	-6	537
13	40	0.18	0	0	531	409	-5	448
14	75	0.18	0	0	473	344	-5	335
15	175	0.18	0	0	421	294	-5	281
16	10	0.25	0	0	648	329	-8	609
17	25	0.25	0	0	698	508	-9	624
18	40	0.25	0	0	663	485	-9	586
19	75	0.25	0	0	588	389	-7	439
20	100	0.25	0	0	581	377	-6	371
21	140	0.25	0	0	550	339	-7	356
22	175	0.25	0	0	544	337	-6	346
23	210	0.25	0	0	533	339	-6	332
24	250	0.25	0	0	520	361	-6	325
25	175	0.32	0	0	646	354	-8	422
26	175	0.4	0	0	724	513	-1	501

TABLE B.A – Configuration de coupe orthogonale

Pour ce qui concerne les essais de coupe oblique (avec des plaquettes spécifiquement sur dépouillé), le tableau B.B donne les effort, ainsi que l'épaisseur de copeau pour chaque configuration d'essai.

Configuration	Vc <i>m.min</i> <sup>-1</sup>	f <i>mm.tr</i> <sup>-1</sup>	$\gamma_n$ °	$\lambda_s$ °	$F_c$ N	$F_a$ N	$F_r$ N	$t_2$ $\mu m$
27	10	0.05	0	0	144	76	1	156
28	75	0.05	0	0	164	132	2	168
29	100	0.05	0	0	164	149	1	181
30	25	0.1	0	0	331	230	2	417
31	40	0.1	0	0	294	211	4	305
32	10	0.18	0	0	567	324	3	770
33	20	0.05	0	15	158	93	12	225
34	75	0.05	0	15	163	132	17	165
35	100	0.05	0	15	165	151	20	170
36	20	0.1	0	15	330	214	27	459
37	75	0.1	0	15	285	218	31	264
38	20	0.25	0	15	713	527	78	845
39	75	0.25	0	15	562	321	85	469
40	40	0.05	0	30	188	141	33	195
41	100	0.05	0	30	164	152	40	167
42	40	0.1	0	30	312	227	69	346
43	100	0.1	0	30	276	217	80	246
44	40	0.25	0	30	635	406	169	616
45	100	0.25	0	30	582	339	200	468
46	20	0.05	15	0	149	77	-2	154
47	75	0.05	15	0	130	66	-1	158
48	20	0.1	15	0	263	129	-4	302
49	75	0.1	15	0	238	126	-4	246
50	20	0.25	15	0	556	213	-6	703
51	75	0.25	15	0	492	177	-5	498
52	40	0.05	30	0	126	57	-1	175
53	100	0.05	30	0	114	46	-1	134
54	40	0.1	30	0	219	82	-4	243
55	100	0.1	30	0	194	62	-3	196
56	40	0.25	30	0	395	49	-5	453
57	100	0.25	30	0	401	59	-6	415
58	75	0.1	30	30	237	108	43	229
59	75	0.25	30	30	493	163	124	461

TABLE B.B – Configuration de coupe oblique

# Table des figures

1.1	Répartition du chiffre d'affaire des opérations d'usinage (Toenshoff1994)	3
1.2	Définition macro géométrique d'un foret (d'après (AFNOR1978)) . . . .	5
1.3	Divers types d'affûtage de pointe standard (d'après (Perfor2007)) . . . .	5
1.4	Evolution des plans et angles en fonction du rayon . . . . .	5
1.5	Evolution des angles de coupe et de dépouille dans le référentiel <i>outil en main</i> en fonction du rayon (d'après (Claudin2006)) . . . . .	6
1.6	Vitesse de coupe résultante en fonction de la position du point considéré sur l'arête de coupe - Vue dans $P_f$ (d'après (Claudin2006)) . . . . .	6
1.7	Modification des paramètres du procédé de perçage en fonction de la profondeur . . . . .	7
1.8	Phénomène de bourrage copeau dans la goujure et rupture d'outil à une profondeur $L=12xD$ . . . . .	8
1.9	Particularité d'une machine de forage . . . . .	8
1.10	Illustration de la technique de déburrage . . . . .	10
1.11	Principe d'un système MQL et vue du brouillard d'huile généré . . . .	12
1.12	Géométrie d'un outil 3/4 : vocabulaire et morphologie (d'après (Astakhov2002)) . . . . .	13
1.13	Paramètres de qualité du trou dans le cas du forage à l'outil 3/4 (adapté de (Outiltec2010)) . . . . .	13
1.14	Transducteur ultrasonique pour le perçage de l'Inconel 738-LC (d'après (Azarhoushang2007)) . . . . .	15
1.15	Schéma de principe du <i>POV</i> avec actionneur piézo électrique (adapté de (ARTS2010)) . . . . .	16
1.16	Tour équipé d'un système d'assistance vibratoire hydraulique (d'après (Utkin1988)) . . . . .	16
1.17	Modélisation des divers passages de lèvres lors d'un perçage vibratoire (d'après (Zhang1998)) . . . . .	17
1.18	<i>POV</i> de la société Botek . . . . .	18
1.19	Porte outil vibratoire par excitation à came - MITIS (d'après (Peigne2008))	18
1.20	Schéma de principe du porte outil vibratoire . . . . .	20
1.21	Schéma bloc de l'expression de la formation du copeau . . . . .	22

1.22	Illustration du déphasage $\psi$ de l'outil par rapport à la surface précédemment générée . . . . .	23
1.23	Représentation classique des lobes de stabilité (d'après ( <b>Bondarenko2010</b> )) . . . . .	24
1.24	Influence des paramètres physiques sur les lobes de stabilité (d'après ( <b>Moraru2002</b> )) . . . . .	25
1.25	Influence de la masse, de la raideur et de la vitesse de rotation sur le point de fonctionnement en perçage vibratoire (d'après ( <b>Guibert2008</b> ))	26
1.26	Comparaison des différentes approches de simulation des limites de lobes de stabilité (d'après ( <b>Altintas2008a</b> )) . . . . .	27
1.27	Modélisation dynamique retenue par Roukema (d'après ( <b>Roukema2006</b> ; <b>Roukema2007</b> ; <b>Roukema2007a</b> )) . . . . .	28
1.28	Résultat d'une simulation de perçage vibratoire et comparaison avec un essai dans les conditions suivantes : $M = 2,45Kg$ et $K = 260N.mm^{-1}$ outil carbure monobloc $TiAlN$ , à sec (d'après ( <b>Guibert2008a</b> )) . . . . .	29
1.29	Introduction du talonnage, de la discrétisation d'arête et résultat sur l'effort de poussée en fonction de la fréquence de sollicitation (d'après ( <b>Chang2009</b> )) . . . . .	30
1.30	Influence de l'affutage sur l'angle de dépouille local ( <b>Huang1994a</b> ) . . . . .	30
1.31	Influence de la macro géométrie de pointe sur le domaine de fonctionnement vibratoire, perçage dans le plein avec $f = 0,05mm.tr^{-1}$ , $M = 2,45Kg$ et $K = 260N.mm^{-1}$ (d'après ( <b>Guibert2007f</b> )) . . . . .	31
1.32	Prototype de porte outil vibratoire de D. Lesage ( <b>Lesage1997</b> ) . . . . .	32
1.33	Porte outil vibratoire utilisé par Kamnev et Moraru, issu du brevet de l'INPG . . . . .	33
1.34	Photo du porte outil spécifique conçu par N. Guibert ( <b>Guibert2008</b> ) . . . . .	33
1.35	Modélisation numérique du perçage (d'après ( <b>Jrad2007</b> )) . . . . .	35
1.36	Arête virtuelle générant un effort complémentaire ( <b>Bondarenko2010</b> ) . . . . .	36
1.37	Effort de poussée simulé et mesuré ( <b>Bondarenko2010</b> ) . . . . .	37
2.1	Diagramme fonctionnel du POV . . . . .	41
2.2	Lobes de stabilité lors de changement de matière et de diamètre (d'après ( <b>Blanchon2007</b> )) . . . . .	44
2.3	Premiers lobes d'instabilité dans le cas d'un perçage $\varnothing 5$ dans l'inox 4404HM . . . . .	47
2.4	Influence du matériau sur la forme du premier lobe d'instabilité pour une masse de $2.8kg$ et un outil de $\varnothing 5$ . . . . .	47
2.5	Influence de la masse sur la forme du premier lobe d'instabilité pour un outil de $\varnothing 5$ , 25CrMo4 . . . . .	48
2.6	Influence du diamètre sur la forme du premier lobe d'instabilité pour une masse de $2.8kg$ , 25CrMo4. . . . .	48
2.7	Illustration du premier lobe d'instabilité sur des usinages types pour le projet FGVV. . . . .	50
2.8	Solution pour un POV avec guidage par lame disque ressort . . . . .	51
2.9	Simulation d'une solution de guidage par disque flexible . . . . .	52

2.10	Mise en plan d'un <i>POV</i> pour un guidage par palier PTFE . . . . .	52
2.11	Palier PTFE monté sur la partie fixe du <i>POV</i> . . . . .	53
2.12	Solution de guidage à bille . . . . .	53
2.13	Montage du <i>POV</i> , et positionnement de la cage à billes. . . . .	54
2.14	Divers types de ressorts sur le <i>POV</i> . . . . .	55
2.15	Solutions pour la fonction ressort . . . . .	55
2.16	Architecture du <i>POV</i> de Guibert, avec pions d'entraînement pour le couple. . . . .	56
2.17	Ressort spécifique pour le <i>POV</i> permettant la transmission de l'effort et du couple . . . . .	56
2.18	Mise en place de la modélisation du ressort . . . . .	57
2.19	Plan d'ensemble du <i>POV</i> FGVV . . . . .	60
2.20	Ajout de masse sur le <i>POV</i> Complet. . . . .	61
2.21	Exemple de relevés d'efforts en perçage vibratoire sur un acier 35MnV7 avec un outil carbure $\varnothing 5$ ( $V_c = 170 m.min^{-1}$ , $f = 0.075 mm.tr^{-1}$ ). . . . .	62
2.22	Capteurs utilisés pour l'instrumentation du perçage vibratoire (d'après (Kistler2009) et MicroEpsilon). . . . .	63
2.23	Méthode de mesure de la raideur réelle du ressort. . . . .	64
2.24	Masses additionnelles pour la partie mobile. . . . .	65
2.25	Équilibrage dynamique du <i>POV</i> . . . . .	65
2.26	Exemple de méthode de mesure des efforts sur un essai de perçage vibratoire . . . . .	66
2.27	Montage du capteur de position pour la mesure de déplacement axial . . . . .	67
2.28	Correction des défauts de mesure par filtrage sur le signal de position de la partie vibrante, et analyse de Fourier du signal de position et filtrage consécutif . . . . .	68
2.29	Trajectoires de l'outil estimées avec le capteur de position et copeau résultant. . . . .	69
2.30	Vitesse résultante de l'outil, trajectoire et surface résultante. . . . .	70
2.31	Montage du <i>POV</i> dans un centre d'usinage 3 axes Hermle C800U en configuration d'essais. . . . .	70
2.32	Comparaison des domaines de vibration pour le <i>POV</i> défini par Guibert (Guibert2008) et le <i>POV</i> FGVV. . . . .	71
2.33	Relevé d'efforts sur 5 tours d'outil, fréquence de vibration et morphologie de copeaux en perçage vibratoire. . . . .	72
2.34	Malette contenant le <i>POV</i> pour l'industrie. . . . .	74
3.1	Positionnement des plans de mesure et angles respectifs. . . . .	78
3.2	Exemple d'évolution d'angles d'outils (outil Carbure Tivoly Sirius $\varnothing 6mm$ ) . . . . .	79
3.3	Contrôle optique des outils en cours de fabrication. . . . .	80
3.4	Mesure de la section de l'outil par balayage laser (d'après (Peng2007)). . . . .	80
3.5	Acquisition et traitement de la section de l'outil. . . . .	81
3.6	Géométrie de la goujure de divers outils. . . . .	82
3.7	Acquisition de la géométrie d'un outil réel. . . . .	83



3.8	Machine de contrôle automatique de géométrie par caméra multi focale (Zoller2008).	83
3.9	Exemple de résultat de mesure sur un outil acier rapide sans amincissement $\varnothing 7$ .	84
3.10	Préparation de l'avant trou en forage : influence de la tolérance du diamètre.	85
3.11	Conicités sur un foret.	86
3.12	Influence de la conicité sur le domaine de vibration, perçage dans le 25CrMo4 à sec.	86
3.13	Outils de la famille géométrique 388 Tivoly.	87
3.14	Domaine de vibration en fonction du diamètre dans le 25CrMo4 ( $M=3.4kg$ , $K=450N.mm^{-1}$ ).	88
3.15	Evolution de l'effort et du couple en fonction de l'avance et du diamètre dans le 25CrMo4.	88
3.16	Influence de l'angle de dépouille sur le domaine de vibrations, $K = 250N.mm^{-1}$ , $M = 2.5kg$ , $f = 0.05mm.tr^{-1}$ (adapté de (Guibert2008)).	89
3.17	Illustration de l'alignement de la première dépouille.	90
3.18	Influence de l'alignement des dépouilles sur le domaine de vibration.	90
3.19	Influence de la dépouille sur l'effort pour 5 tours d'outil, $N=9000tr.min^{-1}$ , $f=0.1mm.tr^{-1}$ .	91
3.20	Pic d'effort lié au talonnage et effort lié à la coupe sur une vibration axiale.	91
3.21	Illustration des zones de cisaillement en coupe.	93
3.22	Exemple d'évolution du frottement en fonction du matériau, du revêtement et de la vitesse de glissement (d'après (Zemzemi2007 ; Bonnet2008b ; Claudin2010 ; Bonnet2010 ; Naisson2010)).	94
3.23	Tribomètre pour l'usinage de l'ENISE.	95
3.24	Identification des conditions de frottement à partir de simulation de coupe (d'après (Bonnet2008 ; Naisson2010)).	95
3.25	Données extraites d'un essai de frottement, 25CrMo4, TiAlN, $180m.min^{-1}$ .	97
3.26	Evolution des caractéristiques de frottement pour le 25CrMo4 pour les quatre revêtements.	97
3.27	Domaines de vibration pour les trois revêtements dans le 25CrMo4.	98
3.28	Durée de vie pour les trois revêtements retenus (longueur percée cumulée).	99
3.29	Influence du matériau usiné sur le domaine de fonctionnement pour un outil revêtu TiAlN.	100
3.30	Évolution des caractéristiques de frottement en fonction du matériau pour un pion revêtu TiAlN.	100
3.31	Eprouvette de traction normalisée (d'après (Francois2005a)).	102
3.32	Courbe de traction sur éprouvettes cylindriques.	102
3.33	Empreinte de dureté et fissure suite à une indentation.	105
3.34	Essais de flexion 4 points.	105
3.35	Analyse de composition sur une surface polie.	106
3.36	Granulométrie visible sur une surface rompue.	106

3.37 Effondrement de l'outil de géométrie 388 en carbure. . . . .	108
3.38 Domaines de vibration pour les trois substrats acier rapide . . . . .	109
3.39 Durée de vie pour les trois substrats acier rapide (longueur percée cumulée). . . . .	109
3.40 Faciès d'usure pour les outils à substrat carbure après une longueur percée cumulée de 1.5m. . . . .	110
3.41 Préparation d'arête par smuritropie ( <b>Otec2008</b> ). . . . .	112
3.42 Les différentes préparations d'arêtes (d'après ( <b>CortesRodriguez2009</b> )) .	113
3.43 Mesure de la préparation d'arête sur un foret (d'après ( <b>Scherer2010</b> )). .	114
3.44 Contrôle optique de la préparation d'arête, cas d'un chanfrein d'arête. .	114
3.45 Préparation d'arête étudié dans notre cas. . . . .	115
3.46 Influence de la préparation d'arête sur l'effort en perçage dans le 35MnV7, avec un outil carbure FGVV A.3. . . . .	115
3.47 Influence de la préparation d'arête sur la répartition de l'effort le long de l'arête. . . . .	116
3.48 Domaine de vibration en fonction de la préparation d'arête. . . . .	116
3.49 Influence de la préparation d'arête sur les caractéristiques vibratoires pour $N = 11000 \text{tr.min}^{-1}$ et $f = 0.1 \text{mm.tr}^{-1}$ . . . . .	117
3.50 Meule de taillage de goujure et d'affûtage de la pointe. . . . .	119
3.51 Affûteuse moderne (d'après ( <b>Rollomatic2010</b> )). . . . .	119
3.52 Simulation du taillage et de l'affûtage d'un outil (d'après ( <b>Burette-Pommay2009 ; Rollomatic2010</b> )). . . . .	120
3.53 Dénomination des parties actives d'un foret . . . . .	120
3.54 Modèle géométrique CAO et FAO d'un prototype d'outil $\varnothing 5$ pour le projet FGVV. . . . .	121
3.55 Comparaison de la géométrie locale de coupe entre le modèle CAO et FAO pour un outil $\varnothing 5$ . . . . .	121
3.56 Modification du profil de meule lié à l'usure. . . . .	122
3.57 Ajout d'un appuis pour limiter la flexion en bout d'outil. . . . .	122
3.58 Influence de la flexion sur l'affûtage en bout pour un outil acier rapide de $\varnothing 5$ . . . . .	123
3.59 Défauts géométriques liés à la flexion et au faux rond de l'outil. . . . .	123
3.60 Influence des défauts de fabrication sur la préparation d'arête pour un outil carbure $\varnothing 9$ . . . . .	124
4.1 Outil à affûtage spiro conique standard, utilisé par Watson, Armarego et Audy (d'après ( <b>Audy2008</b> )) . . . . .	130
4.2 Arête de coupe vue comme l'assemblage d'arêtes élémentaires, discrétisation (d'après ( <b>Naisson2009</b> )) . . . . .	131
4.3 Comparaison du modèle d'effort avec les essais de perçage dans le plein (adapté de ( <b>Elhachimi1999a ; Elhachimi1999</b> )) . . . . .	131
4.4 Modélisation géométrique de l'outil (d'après ( <b>Dargnat2008</b> )) . . . . .	132
4.5 Répartition linéique d'effort le long de l'arête pour deux géométries de foret carbure $\varnothing 16$ et $\varnothing 20$ (d'après ( <b>Dargnat2006</b> )) . . . . .	133

4.6	Evolution de l'effort de poussée en fonction de paramètres de coupe (adapté de (Jrad2007)) . . . . .	134
4.7	Evolution de l'effort et du couple en fonction du rayon d'outil engagé (d'après (Claudin2006)) . . . . .	135
4.8	Schématisation des zones sur l'outil (d'après (Yang2002 ; Guibert2009))	135
4.9	Evolution des efforts par zone d'outil par la méthode CAM (d'après (Guibert2009)) . . . . .	136
4.10	Découpage de l'arête en zone en fonction du mode d'enlèvement de matière . . . . .	137
4.11	Discrétisation de la zone 1 et section de copeau. . . . .	138
4.12	Évolution des efforts en fonction de la pénétration de l'outil. . . . .	139
4.13	Mesure de la position de $R_2$ , limite de la zone 2. . . . .	140
4.14	Vitesse de coupe résultante en fonction de la position du point considéré sur l'arête de coupe - Vue dans $P_f$ . . . . .	141
4.15	Montage de perçage avec le dynamomètre rotatif. . . . .	142
4.16	Enregistrement de l'effort et du couple lors d'un perçage pleine matière. . . . .	143
4.17	Effort de pénétration en fonction de l'avance à la dent $f_z$ , $V_c = 80m.min^{-1}$ . . . . .	144
4.18	Couple en fonction de l'avance à la dent $f_z$ , $V_c = 80m.min^{-1}$ . . . . .	144
4.19	Synoptique d'identification des coefficients du modèle d'efforts . . . . .	145
4.20	Outil carbure $\varnothing 5$ utilisé pour l'application de la méthode CAM . . . . .	146
4.21	Effort et couple de pénétration pour diverses avances par dent. . . . .	147
4.22	Position du rayon $R_3$ en fonction de l'avance. . . . .	147
4.23	Comparaison entre les essais et le modèle pour l'effort par zone. . . . .	148
4.24	Couple par zones en fonction de l'avance : comparaison des essais et du modèle. . . . .	149
4.25	Synthèse effort et couple par zone par avances, $V_c = 80m.min^{-1}$ . . . . .	150
4.26	Comparaison Mesure - Discrétisation sur l'effort de poussée . . . . .	151
4.27	Comparaison Mesure - Discrétisation sur le couple . . . . .	151
4.28	Comparaison des efforts et couples modélisés avec les essais . . . . .	153
4.29	Comparaison de l'effort de poussée en phase stabilisé, mesure, modèle de Guibert et nouveau modèle. . . . .	153
4.30	Sensibilité de l'effort prédit dans la zone 3 . . . . .	155
4.31	Sensibilité de l'effort prédit dans la zone 2 . . . . .	156
4.32	Sensibilité de l'effort prédit dans la zone 1 . . . . .	157
4.33	Sensibilité du couple prédit dans la zone 1 . . . . .	159
4.34	Influence de la préparation d'arête sur les coefficients du CAM. . . . .	161
4.35	Principe d'identification d'effort par une méthode de discrétisation analytique. . . . .	162
4.36	Outils carbures utilisés pour l'identification des configurations de coupe locales. . . . .	163
4.37	Évolution des angles pour deux géométries d'outils, exprimés en fonction du rayon, mesuré dans $P_n$ . . . . .	164
4.38	Matrice d'essais de coupe orthogonale et oblique. . . . .	164

4.39 Configuration des essais de coupe oblique (d'après (Valiorgue2008; Naisson2009b)). . . . .	165
4.40 Montage spécifique pour les essais de coupe oblique. . . . .	166
4.41 Mesure de l'acuité d'arête avec un profilomètre sur les plaquettes après revêtement. . . . .	166
4.42 Prise en compte du talonnage pour l'angle de dépouille de la plaquette, avec $\gamma_n = 15^\circ$ . . . . .	167
4.43 Support spécifique pour l'orientation $\lambda_s = 30^\circ$ et l'angle de coupe $\gamma_n = 30^\circ$ . . . . .	167
4.44 Relevé d'effort pour diverses configuration d'essais. . . . .	168
4.45 Épaisseur de copeau mesuré après polissage (mesurée dans $P_n$ ) . . . . .	169
4.46 Longueur de contact outil copeau en face de coupe . . . . .	169
4.47 Modèle phénoménologique pour l'effort de coupe. . . . .	170
4.48 Modèle phénoménologique pour l'effort d'avance. . . . .	171
4.49 Modèle phénoménologique pour l'épaisseur de copeau. . . . .	171
4.50 Schéma de coupe orthogonale, vue dans $P_n$ . . . . .	173
4.51 Schéma de coupe oblique . . . . .	176
4.52 Modèle d'effort analytique basé sur l'approche de Merchant modifiée. . . . .	177
4.53 Conséquence des modifications sur le modèle d'efforts de Merchant. . . . .	178
4.54 Effort de coupe sur une arête élémentaire du foret. . . . .	178
4.55 Effort et couple pour un perçage $\varnothing 6$ avec avant trou de $\varnothing 1.5$ , avec un outil Sirius $\varnothing 6$ revêtu TiN dans le 42CrMo4 à 290HB. . . . .	179
4.56 Comparatif de l'effort et du couple stabilisés prédis par rapport aux essais pour l'outil Sirius $\varnothing 6$ . . . . .	179
4.57 Comparatif de l'effort et du couple stabilisés prédis par rapport aux essais pour l'outil Polaris $\varnothing 9$ . . . . .	180
B.1 Évolution des caractéristiques des essais en coupe orthogonale. . . . .	194
B.2 Influence de l'angle de coupe $\gamma_n$ sur les efforts. . . . .	195
B.3 Influence de l'angle d'inclinaison d'arête $\lambda_s$ sur les efforts. . . . .	196



# Liste des tableaux

2.A	Analyse historique des <i>POV</i> conçus . . . . .	43
2.B	Paramètre $K_m$ pour les divers matériaux . . . . .	46
2.C	Jeux de masse et raideur permettant de couvrir le domaine d'applications proposé. . . . .	49
2.D	Caractéristique des ressorts retenus pour la suite de cette étude . . . . .	58
2.E	Effort normal maximal pour une durée de vie de $10^7$ cycles . . . . .	58
2.F	Comparaisons des raideurs théoriques et expérimentales pour les ressorts spécifiques. . . . .	63
2.G	Équilibrage dynamique du <i>POV</i> . . . . .	65
3.A	Caractéristiques mécaniques des matériaux usinés. . . . .	103
3.B	Caractéristique des substrats d'outils testés. . . . .	107
4.A	Coefficient du modèle, pour un foret carbure $\varnothing 5$ (description en annexe A.3) dans le 35MnV7. . . . .	152
4.B	Configuration d'essais pour lesquelles les données extraites sont non cohérentes. . . . .	172
4.C	Coefficients du modèle de coupe analytique pour un acier 42CrMo4 usiné par une plaquette carbure revêtue TiN. . . . .	176
B.A	Configuration de coupe orthogonale . . . . .	197
B.B	Configuration de coupe oblique . . . . .	198



# Références bibliographiques

- AFNOR1978** AFNOR. *NF E66-502 : Géométrie de la partie active des outils coupants : Notions générales système de référence, angles de l'outil et angle en travail*. 1<sup>re</sup> éd. AFNOR. 1978.
- AFNOR1997** AFNOR. *NF E66-520-1 : Domaine de fonctionnement des outils coupants - Couple outil-matière - Partie 1 : présentation générale*. 1<sup>re</sup> éd. AFNOR. 1997.
- AFNOR1997c** AFNOR. *NF E66-520-4 : Domaine de fonctionnement des outils coupants - Couple outil-matière - Partie 4 : mode d'obtention du couple outil-matière en tournage*. 1<sup>re</sup> éd. AFNOR. 1997.
- AFNOR2000a** AFNOR. *NF E66-520-7 : Domaine de fonctionnement des outils coupants - Couple outil-matière - Partie 7 : Application à la technologie de perçage dans le plein*. 1<sup>re</sup> éd. AFNOR. 2000.
- AFNOR2000** AFNOR. *NF E66-520-8 : Domaine de fonctionnement des outils coupants - Couple outil-matière - Partie 8 : mode d'obtention du couple outil-matière en perçage dans le plein*. 1<sup>re</sup> éd. AFNOR. 2000.
- Altintas1995** Y. ALTINTAS et E. BUDAK. « Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling ». Dans : *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 44.1 (1995), p. 357–362. ISSN : 0007-8506.
- Altintas2008a** Y. ALTINTAS, G. STEPAN, D. MERDOL et Z. DOMBOVARI. « Chatter stability of milling in frequency and discrete time domain ». Dans : *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 1.1 (2008), p. 35–44. ISSN : 1755-5817.
- Armarego1984** E.J.A. ARMAREGO et J.D. WRIGHT. « Predictive Models for Drilling Thrust and Torque – a comparison of three Flank Configurations ». Dans : *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 33.1 (1984), p. 5–10.
- Armarego1996** E.J.A. ARMAREGO et H. ZHAO. « Predictive Force Models for Point-Thinned and Circular Centre Edge Twist Drill Designs ». Dans : *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 45.1 (1996), p. 65–70.
- ARTS2010** ARTS, EADS, G. MORARU, P. VERON et Rabate P. « Tête de perçage à vibrations axiales ». Brev. FR 2944722 (A1). 2010.



- Astakhov2002** V. P. ASTAKHOV. « The mechanisms of bell mouth formation in gun-drilling when the drill rotates and the workpiece is stationary. Part I : the first stage of drill entrance ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 42.10 (2002), p. 1135–1144.
- Audy2008** J. AUDY. « A study of computer-assisted analysis of effects of drill geometry and surface coating on forces and power in drilling ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 204.1-3 (2008), p. 130–138.
- Aurich2011** J. AURICH, M. ZIMMERMANN et L. LEITZ. « The preparation of cutting edges using a marking laser ». Dans : *Production Engineering* 5 (1 2011). 10.1007/s11740-010-0275-9, p. 17–24. ISSN : 0944-6524.
- Azarhoushang2007** B. AZARHOUSHANG et J. AKBARI. « Ultrasonic-assisted drilling of Inconel 738-LC ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 47.7-8 (2007), p. 1027–1033.
- Babitsky2004** V. I. BABITSKY, V. K. ASTASHEV et A. N. KALASHNIKOV. « Autoresonant control of nonlinear mode in ultrasonic transducer for machining applications ». Dans : *Ultrasonics* 42.1-9 (2004), p. 29–35.
- Babitsky2004a** V. I. BABITSKY, A. V. MITROFANOV et V. V. SILBERSCHMIDT. « Ultrasonically assisted turning of aviation materials : simulations and experimental study ». Dans : *Ultrasonics* 42.1-9 (2004), p. 81–86.
- Bissey2005** S. BISSEY. « Développement d'un modèle d'efforts de coupe applicable à des familles d'outils-cas du fraisage des aciers traités thermiquement ». Thèse de doct. Labomap : ENSAM Cluny, 2005.
- Blanchon2007** C. BLANCHON. « Etude du perçage vibratoire : Application à l'usinage du 316L ». Mém.de maîtr. LTDS, Saint-Etienne : Conservatoire National des Arts et Métiers, 2007.
- Bondarenko2010** D. BONDARENKO. « Etude mesoscopique de l'interaction mecanique outil/piece et contribution sur le comportement dynamique du systeme usinant ». Thèse de doct. Institut polytechnique de Grenoble et Université Technique Bauman de Moscou, 2010.
- Bondarenko2008** D. BONDARENKO, A. GOUSKOV et H. PARIS. « Influence du modele effort de coupe sur la prediction du comportement dynamique du systeme usinant ». Dans : *Assises MUGV*. Nantes, 2008.
- Bondarenko2009a** D. BONDARENKO, H. PARIS et A. GOUSKOV. « Influence du talonnage sur la stabilité du système usinant ». Dans : *XIX Congrès Français de Mécanique*. Marseille, 2009, CD-ROM.
- Bondarenko2009** D. BONDARENKO, H. PARIS et A. GOUSKOV. « Parameters identification of the ploughing model by an experimental approach ». Dans : *12th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations*. San Sebastien, 2009, CD-ROM.

- Bondarenko2008a** D. BONDARENKO, H. PARIS, A. GOUSKOV et B. DEBRAY. « Influence of tool torsion on the process stability of auto-vibratory drilling ». Dans : *2nd International Conference « Innovative Cutting Processes and Smart Machining »*. Cluny, France, 2008.
- Bonnet2010** C. BONNET. « Compréhension des mécanismes de coupe lors du perçage à sec de l'empilage Ti6Al4V/Composite fibre de carbone ». Thèse de doct. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, oct. 2010.
- Bonnet2008b** C. BONNET, F. VALIORGUE, J. RECH et H. HAMDI. « Développement D'un Modele De Frottement Adapte Aux Conditions D'usinage A Sec De L'acier Inoxydable 316L ». Dans : *Assises MUGV Nantes*. 5ème Assises MUGV Nantes. 2008.
- Bonnet2008** C. BONNET, F. VALIORGUE, J. RECH, C. CLAUDIN, H. HAMDI, J.M. BERGHEAU et P. GILLES. « Identification of a friction model-Application to the context of dry cutting of an AISI 316L austenitic stainless steel with a TiN coated carbide tool ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 48.11 (2008), p. 1211–1223.
- Botek2006** Gmbh BOTEK. « Drill e.g. ejector-drill, fixture, has two bearings, in which surface of one bearing has area whose normal comprises inclination based on drilling direction, such that oscillator executes movement in direction based on pitch movement ». Brev. DE 102005025364. 2006.
- Bouzakis2003** K. D. BOUZAKIS et al. « Optimisation of the cutting edge roundness and its manufacturing procedures of cemented carbide inserts, to improve their milling performance after a PVD coating deposition ». Dans : *Surface and Coatings Technology* 163-164 (2003), p. 625–630. ISSN : 0257-8972.
- Bouzakis2002** K.D. BOUZAKIS et al. « Effect of the Cutting Edge Radius and its Manufacturing Procedure, on the Milling Performance of PVD Coated Cemented Carbide Inserts ». Dans : *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 51.1 (2002), p. 61–64. ISSN : 0007-8506.
- Bridgman1952** P.W. BRIDGMAN. *Studies in Large Plastic Flow and Fracture With Special Emphasis on the Effects of Hydrostatic Pressure*. McGraw-Hill, 1952.
- Burette-Pommay2009** J. BURETTE-POMMAY. *Aide à l'industrialisation d'outils coupants pour le forage à grande vitesse vibratoire*. Rap. tech. Tivoly, 2009.
- Byrne2003** G. BYRNE, D. DORNFELD et B. DENKENA. « Advancing Cutting Technology ». Dans : *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 52.2 (2003), p. 483 –507. ISSN : 0007-8506.
- Casellas2007** D. CASELLAS, J. CARO, S. MOLAS, J.M. PRADO et I. VALLS. « Fracture toughness of carbides in tool steels evaluated by nanoindentation ». Dans : *Acta Materialia* 55.13 (2007), p. 4277–4286. ISSN : 1359-6454.
- Chandrasekharan1996** V. CHANDRASEKHARAN, S.G. KAPOOR et R.E. DEVOR. « A calibration procedure for fundamental oblique cutting coefficients based on a three-dimensional mechanistic drilling force model ». Dans : *Transactions of the NAMRI/SME* 24 (1996), p. 255–260.

- Chang2005** S.S.F. CHANG et G.M. BONE. « Burr size reduction in drilling by ultrasonic assistance ». Dans : *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 21.4-5 (2005), p. 442–450.
- Chang2009** S.S.F. CHANG et G.M. BONE. « Thrust force model for vibration-assisted drilling of aluminum 6061-T6 ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49.14 (2009), p. 1070–1076. ISSN : 0890-6955.
- Cheung2008** F.Y. CHEUNG, Z.F. ZHOU, A. GEDDAM et K.Y. LI. « Cutting edge preparation using magnetic polishing and its influence on the performance of high-speed steel drills ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 208.1-3 (2008), p. 196–204. ISSN : 0924-0136.
- Claudin2006** C. CLAUDIN. « Influence des conditions opératoires sur le procédé de perçage-application aux structures mécano-soudées en acier bas carbone ». Thèse de doct. Labomap, ENSAM Cluny : Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2006.
- Claudin2008** C. CLAUDIN, G. POULACHON et M. LAMBERTIN. « Correlation Between Drill Geometry and Mechanical Forces In MQL Conditions ». Dans : *Machining Science and Technology* 12.1 (2008), p. 133–144. ISSN : 1091-0344.
- Claudin2009** C. CLAUDIN et J. RECH. « Development of a new rapid characterization method of hob's wear resistance in gear manufacturing—Application to the evaluation of various cutting edge preparations in high speed dry gear hobbing ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* In Press, Corrected Proof (2009), p. -. ISSN : 0924-0136.
- Claudin2010** C. CLAUDIN, A. MONDELIN, J. RECH et G. FROMENTIN. « Effects of a straight oil on friction at the tool-workmaterial interface in machining ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 50.8 (2010), p. 681–688. ISSN : 0890-6955.
- Claudin2008a** Ch CLAUDIN, J. RECH et W. GRZESIK. « Development of a new tribometer to identify the effects of coatings and lubricants during machining processes ». Dans : *2nd International Conference « Innovative Cutting Processes and Smart Machining »*. Cluny, France, 2008.
- Combe2008** C. COMBE. « Modélisation des efforts en perçage pour le forage vibratoire ». Mém.de maîtr. ENISE, 2008.
- Cordebois2003** J.P. CORDEBOIS et COLL. *Fabrication par Usinage*. 1 ISBN 2100055860. Dunod, 2003.
- Corduann2006** N. CORDUANN. « Etude des phénomènes vibratoires en fraisage de finition de plaques minces : application aux aubages de turbines aéronautiques. » Thèse de doct. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2006.
- CortesRodriguez2009** C. J. CORTES RODRÍGUEZ. « Cutting edge preparation of precision cutting tools by applying micro-abrasive jet machining and brushing ». Thèse de doct. Kassel University, 2009.

- Courbon2010** C. COURBON, T. MABROUKI, J. RECH, D. MAZUYER, E. D'ERAMO et P. DAGUIER. « On a new local contact definition in dry cutting simulations of aisi 1045 steel ». Dans : *Eighth International Conference on High Speed Machining*. 2010.
- Dargnat2006** F. DARGNAT. « Modélisation semi-analytique par approche énergétique du procédé de perçage de matériaux monolithiques. » Thèse de doct. Université Bordeaux 1, 2006.
- Dargnat2009** F. DARGNAT, O. CAHUC et Ph. DARNIS. « Analytical modelling of cutting phenomena improvements with a view to drilling modelling ». Dans : *International journal of Machining and Machinability of Materials* 5.2-3 (2009), p. 176–206.
- Dargnat2008** F. DARGNAT, Ph. DARNIS et O. CAHUC. « Energetical approach for semi-analytical drilling modelling ». Dans : *Machining Science and Technology* 12.3 (2008), p. 295–324.
- Defretin1999** A.L. DEFRETIN et G. LEVAILLANT. *Usinage à grande vitesse*. Rap. tech. BM7180. Techniques de l'Ingénieur, 1999.
- Denkena2011** B. DENKENA, A. LUCAS et E. BASSETT. « Effects of the cutting edge micro-geometry on tool wear and its thermo-mechanical load ». Dans : *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 60.1 (2011), p. 73 –76. ISSN : 0007-8506.
- Denkena2002a** B. DENKENA, T. FRIEMUTH, S. FEDORENKO et M. GROPE. « An der Schneide wird das Geld verdient ». Dans : *Werkzeugtechnik Verfahren* 30.12 (2002), p. 24–26.
- Elhachimi1999a** M. ELHACHIMI, S. TORBATY et P. JOYOT. « Mechanical modelling of high speed drilling. 1 : predicting torque and thrust ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 39.4 (1999), p. 553–568.
- Elhachimi1999** M. ELHACHIMI, S. TORBATY et P. JOYOT. « Mechanical modelling of high speed drilling. 2 : predicted and experimental results ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 39.4 (1999), p. 569–581.
- Erasteel2006** ERASTEEL. *Documentation technique*. 2006.
- Ezugwu2001** E. O. EZUGWU et C. I. OKEKE. « Tool life and wear mechanisms of TiN coated tools in an intermittent cutting operation ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 116.1 (2001), p. 10–15. ISSN : 0924-0136.
- Faraz2009** A. FARAZ, D. BIERMANN et K. WEINERT. « Cutting edge rounding : An innovative tool wear criterion in drilling CFRP composite laminates ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49.15 (2009), p. 1185–1196. ISSN : 0890-6955.
- Felder2005** C. FELDER. *Dureté des métaux courants-Cas limite rigide-plastique*. Rap. tech. M4155. Techniques de l'Ingénieur, 2005.
- Filipovic2007** A.J. FILIPOVIC et J.W. SUTHERLAND. « Assessing the performance of a magnetostrictive actuated tool holder to achieve axial modulations with application to dry deep hole drilling ». Dans : *Journal of Manufacturing Processes* 9.2 (2007), p. 75–86. ISSN : 1526-6125.

- Forestier2010** F. FORESTIER. « Modélisation du comportement dynamique du système : tête de forage vibratoire - électrobroche UGV ». Thèse de doct. Université Blaise Pascal Clermont II, 2010.
- Francois2005** D. FRANÇOIS. *Essais mécaniques des métaux-Essais de dureté*. Rap. tech. M4160. Techniques de l'Ingénieur, 2005.
- Francois2005a** D. FRANÇOIS. *Lois de comportement des métaux-Élastoplasticité. Viscoplasticité*. Rap. tech. M4152. Techniques de l'Ingénieur, 2005.
- Fromentin2010** G. FROMENTIN, A. BIERLA, C. MINFRAY et G. POULACHON. « An experimental study on the effects of lubrication in form tapping ». Dans : *Tribology International* 43.9 (2010), p. 1726–1734. ISSN : 0301-679X.
- Galloway1957** D.F. GALLOWAY. « Some experiments on the influence of various factors on drill performance ». Dans : *Transaction of ASME* 79 (1957), p. 91–237.
- Gee2007** M.G. GEE, A. GANT et B. ROEBUCK. « Wear mechanisms in abrasion and erosion of WC/Co and related hardmetals ». Dans : *Wear* 263.1-6 (2007), p. 137–148. ISSN : 0043-1648.
- Griffiths1993** B.J. GRIFFITHS. « Modelling complex force systems, Part 1 : The cutting and pad forces in deep drilling ». Dans : *J Eng Ind Trans ASME* 115.2 (1993), p. 169–176. ISSN : 00220817 (ISSN).
- Griffiths1993a** B.J. GRIFFITHS et R.J. GRIEVE. « Modelling complex force systems, Part 2 : A decomposition of the pad forces in deep drilling ». Dans : *J Eng Ind Trans ASME* 115.2 (1993), p. 177–183. ISSN : 00220817 (ISSN).
- Grzesik2008** W. GRZESIK, J. RECH, K. ZAKAND, C. CLAUDIN et H. GASCHKA. « Triboccontact phenomenon in the machining of nodular iron with coated carbide and ceramic tools ». Dans : *2nd International Conference « Innovative Cutting Processes and Smart Machining »*. 2008.
- Guibert2008** N. GUIBERT. « Etude et modélisation des phénomènes de coupe sur les performances du forage vibratoire ». Thèse de doct. Université Joseph Fourier-Grenoble 1, 2008.
- Guibert2006b** N. GUIBERT et A. PARIS. « Influence of the ploughing effect on the vibratory drilling behavior ». Dans : *5th international conference on High Speed Machining*. Metz, 2006.
- Guibert2007f** N. GUIBERT, H. PARIS et J. RECH. « Conception of a helicoidal drill for vibratory drilling ». Dans : *First International Conference on Sustainable Manufacturing*. 2007.
- Guibert2007d** N. GUIBERT, H. PARIS et J. RECH. « Influence of the chisel edge geometry on the vibratory drilling behaviour ». Dans : *High Speed Machining Congres*. San Sebastien, 2007.
- Guibert2008a** N. GUIBERT, H. PARIS et J. RECH. « A numerical simulator to predict the dynamical behavior of the self-vibratory drilling head ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 48.6 (2008), p. 644–655.

- Guibert2009** N. GUIBERT, A. PARIS, C. CLAUDIN et J. RECH. « Identification Of Thrust Force Models For Vibratory Drilling ». Dans : *International Journal of Machine Tool and Manufacture* 49.6 (2009), p. 730–738.
- Harris2003a** S. G. HARRIS, E. D. DOYLE, A. C. VLASVELD, J. AUDY et D. QUICK. « A study of the wear mechanisms of Ti<sub>1-x</sub>Al<sub>x</sub>N and Ti<sub>1-x-y</sub>Al<sub>x</sub>CryN coated high-speed steel twist drills under dry machining conditions ». Dans : *Wear* 254.7-8 (2003), p. 723–734. ISSN : 0043-1648.
- Harris2003** S. G. HARRIS, E. D. DOYLE, A. C. VLASVELD, J. AUDY, J. M. LONG et D. QUICK. « Influence of chromium content on the dry machining performance of cathodic arc evaporated TiAlN coatings ». Dans : *Wear* 254.1-2 (2003), p. 185–194. ISSN : 0043-1648.
- Heinemann2006a** R. HEINEMANN, S. HINDUJA, G. BARROW et G. PETUELLI. « Effect of MQL on the tool life of small twist drills in deep-hole drilling ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 46.1 (2006), p. 1 –6. ISSN : 0890-6955.
- Huang1994a** H.Y. HUANG, C.I. WENG et C.K. CHEN. « Analysis of Clearance and Rake Angles Along Cutting Edge for Multifacet Drills (MFD) ». Dans : *Transactions of the ASME* 116 (1994), p. 8–16.
- Huang1994** H.Y. HUANG, C.I. WENG et C.K. CHEN. « Prediction of thrust and torque for multifacet drills (MFD) ». Dans : *Journal of engineering for industry* 116.1, American Society of Mechanical Engineers (1994), p. 1–7.
- INPG1997** INPG, D. BRUN-PICARD et A. GOUSKOV. « Tête de perçage à effet vibratoire ». Français. Brev. 2 765 505. 1997.
- Inspurger2002** T. INSPERGER. « Stability analysis of periodic delay differential equations modelling machine tool chatter ». Thèse de doct. Budapest University of Technology et Economics, 2002.
- Inspurger2003** T. INSPERGER, G. STÉPÁN, P. V. BAYLY et B. P. MANN. « Multiple chatter frequencies in milling processes ». Dans : *Journal of Sound and Vibration* 262.2 (2003), p. 333–345.
- Isakov2008** E. ISAKOV. « Cutting Data for Turning of Steel ». Dans : ISBN 9780831133146. Industrial Press Inc., 2008. Chap. 2, p. 99–121.
- Ishikawa1998** K.I. ISHIKAWA, H. SUWABE, T. NISHIDE et M. UNEDA. « A study on combined vibration drilling by ultrasonic and low-frequency vibrations for hard and brittle materials ». Dans : *Precision Engineering* 22.4 (1998), p. 196–205.
- Johnson1993** G.R. JOHNSON et W.H. COOK. « A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures ». Dans : *Seventh International Symposium on Ballistics*. The Hague, The Netherlands, 1993, p. 541–547.
- Jrad2007** M. JRAD. « Modélisation du perçage à grande vitesse : Approches analytique, numérique et expérimentale ». Thèse de doct. LPMM Metz : Université Paul Verlaine de Metz, 2007.

- Jrad2006** M. JRAD, A. DEVILLEZ et D. DUDZINSKI. « Geometrical and mechanical approach of drilling ». Dans : *Fifth International conference on High Speed Machining*. LPMM Metz, 2006.
- Kamnev2003** E. KAMNEV. « Contribution à la modélisation et à l'industrialisation du perçage vibratoire ». Thèse de doct. Laboratoire Sols, Solides, Structure (3S) de Grenoble : Institut National Polytechnique de Grenoble, 2003.
- Kermouche2005** G. KERMOUCHE. « Contribution à la modélisation théorique et numérique des essais d'indentation et de rayure ». Thèse de doct. Ecole centrale de Lyon, 2005.
- Kermouche2007** G. KERMOUCHE, J.L. LOUBET et J.M. BERGHEAU. « Cone indentation of time-dependent materials : The effects of the indentation strain rate ». Dans : *Mechanics of Materials* 39.1 (2007), p. 24–38. ISSN : 0167-6636.
- Kistler2009** KISTLER. *User's Manual*. 2009.
- LeLan2007** J.V. LE LAN. « Etude de methodes simplifiees pour la simulation de l'usinage a l'echelle macroscopique ». Thèse de doct. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2007.
- Lee1951** E.H. LEE et B.W. SHAFFER. « The theory of plasticity applied to a problem of machining ». Dans : *Journal of Applied Mechanics* 18.4 (1951), p. 405–413.
- Lesage1997** D. LESAGE. « Etude expérimentale du perçage vibratoire ». Mém.de maîtr. ENSHM grenoble, 1997.
- Li2007** Tao LI, Qingfa LI, J.Y.H. FUH, Poh Ching Yu, L. LU et C.C. WU. « Effects of AGG on fracture toughness of tungsten carbide ». Dans : *Materials Science and Engineering : A* 445-446 (2007), p. 587–592. ISSN : 0921-5093.
- Li2006** X. LI et D. ZHANG. « Ultrasonic elliptical vibration transducer driven by single actuator and its application in precision cutting ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 180.1-3 (2006), p. 91–95.
- MathWorks2009** MATHWORKS. *MATLAB 7 : Getting Started Guide*. MathWorks. 2009.
- Mellinger2002** J.C. MELLINGER, O.B. OZDOGANLAR, R.E. DEVOR et S.G. KAPOOR. « Modeling Chip-Evacuation Forces and Prediction of Chip-Clogging in Drilling ». Dans : *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 124.3 (2002), p. 605–614.
- Mellinger2003** J.C. MELLINGER, O.B. OZDOGANLAR, R.E. DEVOR et S.G. KAPOOR. « Modeling Chip-Evacuation Forces in Drilling for Various Flute Geometries ». Dans : *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 125.3 (2003), p. 405–415.
- Merchant1945** M.E. MERCHANT. « Mechanics of the Metal Cutting Process. I. Orthogonal Cutting and a Type 2 Chip ». Dans : *Journal of Applied Physics* 16.5 (1945), p. 267–275.
- Merchant1945a** M.E. MERCHANT. « Mechanics of the Metal Cutting Process. II. Plasticity Conditions in Orthogonal Cutting ». Dans : *Journal of Applied Physics* 16.6 (1945), p. 318–324.

- Metzler1999** S.A METZLER, P.V. BAYLY, K.A. YOUNG et J.E. HALLEY. « Analysis and Simulation Of Radial Chatter In Drilling and Reaming ». Dans : *17th ASME Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise*. DETC'99. Las Vegas, 1999.
- Molinari2008** A. MOLINARI et A. MOUFGI. « The Merchant's model of orthogonal cutting revisited : A new insight into the modeling of chip formation ». Dans : *International Journal of Mechanical Sciences* 50.2 (2008), p. 124–131.
- Moraru2002b** G. MORARU, D. BRUN-PICARD et Gouskov A. « Analyse de la coupe vibratoire à basse fréquence appliquée au perçage ». Dans : *Mécanique & Industries* 3.2 (2002), p. 181–188.
- Moraru2002a** G. MORARU, D. BRUN-PICARD et A. GOUSKOV. « Analyse de la coupe vibratoire à basse fréquence appliquée au perçage ». Dans : *Mécanique et Industries* 3.2 (2002), p. 181–188.
- Moraru2002** G.F. MORARU. « Etude du comportement du système Piece-Outil-Machine en coupe vibratoire ». Thèse de doct. LSIS, ENSAM Aix-en-Provence : Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2002.
- Moufki1998** A. MOUFGI, A. MOLINARI et D. DUDZINSKI. « Modelling of orthogonal cutting with a temperature dependent friction law ». Dans : *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 46.10 (1998), p. 2103–2138. ISSN : 0022-5096.
- Moufki2000** A. MOUFGI, D. DUDZINSKI, A. MOLINARI et M. RAUSCH. « Thermoviscoplastic modelling of oblique cutting : forces and chip flow predictions ». Dans : *International Journal of Mechanical Sciences* 42.6 (2000), p. 1205–1232.
- Moufki2004** A. MOUFGI, A. DEVILLEZ, D. DUDZINSKI et A. MOLINARI. « Thermomechanical modelling of oblique cutting and experimental validation ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 44.9 (2004), p. 971–989.
- Naisson2007** P. NAISSON. « Modélisation thermomécanique du procédé de rectification cylindrique ». Mém.de maîtr. Ecole Nationale d'Ingénieurs de Saint-Etienne, sept. 2007.
- Naisson2009b** P. NAISSON, J. RECH et H. PARIS. « Modélisation analytique des efforts en usinage - Application au cas du perçage ». Dans : *Journée Manufacturing* 21. 2009.
- Naisson2010** P. NAISSON, J. RECH et H. PARIS. « Characterization of friction properties during machining of various stainless steels ». Dans : *Eighth International Conference on High Speed Machining*. Metz, 2010.
- Naisson2009** P. NAISSON, J. RECH, F. DUMONT et H. PARIS. « Modélisation analytique des efforts en usinage ». Dans : *19ème Congrès Français de Mécanique*. Marseille, 2009.
- Neugebauer2004** R. NEUGEBAUER et A. STOLL. « Ultrasonic application in drilling ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 149.1-3 (2004), p. 633–639.
- Otec2008** OTEC. *Roundinf of cutting edges at the touch of a button*. 1<sup>re</sup> éd. OTEC Prazisionsfinish GmbH. 2008.
- Outiltec2010** OUTILTEC. *Documentation technique*. Groupe Iscar. 2010.



- Oxley1989** Peter OXLEY. *The Mechanics of Machining : An Analytical Approach to Assessing Machinability*. ISBN-978-0135686683. Prentice Hall, 1989, p. 516.
- Pages2007** C. PAGES. « Matériaux métalliques ». Support de cours. Sept. 2007.
- Paris2010** H. PARIS et J. RECH. *Perçage vibratoire autoentretenu*. Rap. tech. BM7089. Techniques de l'Ingénieur, 2010.
- Paris2005** H. PARIS, S. TICHKIEWITCH et G. PEIGNÉ. « Modelling the Vibratory Drilling Process to Foresee Cutting Parameters ». Dans : *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 54.1 (2005), p. 367–370.
- Paris2008b** H. PARIS, D. BRISSAUD, A. GOUSKOV, N. GUIBERT et J. RECH. « Influence of the ploughing effect on the dynamic behaviour of the self-vibratory drilling head ». Dans : *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 57.1 (2008), p. 385–388.
- Peigne2003** G. PEIGNÉ. « Etude et simulation des effets dynamiques de la coupe sur la stabilité de la coupe et la qualité géométrique de la surface usinée : application au fraisage de profil ». Thèse de doct. Laboratoire Sols, Solides, Structure (3S) de Grenoble : Institut National Polytechnique de Grenoble, 2003.
- Peigne2008** G. PEIGNÉ. « Roulement à bague à déplacement axial et outillage de façonnage équipé d'un tel roulement ». français. Brev. WO 2008/000935-A1. 2008.
- Peng2007** Y. PENG, H. KUMEHARA et W. ZHANG. « Measurement of drill point geometry by using laser sensor ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 47.3-4 (2007), p. 682–688. ISSN : 0890-6955.
- Perfor2007** PERFOR. *Tivoly Perfor : Guide utilisateur*. 2<sup>e</sup> éd. Tivoly Group. 2007.
- Rech2006** J. RECH. *FOROTP2 : Essais de forage dans l'aluminium Rapport Final*. Rap. tech. LTDS, Saint-Etienne : ENISE, 2006.
- Rech2009** J. RECH, C. CLAUDIN et E. D'ERAMO. « Identification of a friction model– Application to the context of dry cutting of an AISI 1045 annealed steel with a TiN-coated carbide tool ». Dans : *Tribology International* 42.5 (2009), p. 738–744. ISSN : 0301-679X.
- Rech2005** J. RECH, Y.C. YEN, M.J. SCHAFF, H. HAMDI, T. ALTAN et K.D. BOUZAKIS. « Influence of cutting edge radius on the wear resistance of PM-HSS milling inserts ». Dans : *Wear* 259.7-12 (2005), p. 1168–1176. ISSN : 0043-1648.
- Rhoades2000** L. RHOADES, H. CLOUSER et A. SCCELLIER. *Usinage par extrusion de pâte abrasive*. Rap. tech. B 7 235. Techniques de l'ingénieur, 2000.
- Richardson2001** R. RICHARDSON et R. BHATTI. « A review of research into the role of guide pads in BTA deep-hole machining ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 110.1 (2001), p. 61–69.
- Rollomatic2010** ROLLOMATIC. *Technical informations*. 2010.
- Roukema2006** J.C. ROUKEMA et Y. ALTINTAS. « Time domain simulation of torsional-axial vibrations in drilling ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 46 (2006), p. 2073–2085.

- Roukema2007** J.C. ROUKEMA et Y. ALTINTAS. « Generalized modeling of drilling vibrations. Part I : Time domain model of drilling kinematics, dynamics and hole formation ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 47.9 (2007), p. 1455–1473.
- Roukema2007a** J.C. ROUKEMA et Y. ALTINTAS. « Generalized modeling of drilling vibrations. Part II : Chatter stability in frequency domain ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 47.9 (2007), p. 1474–1485.
- Sadiq2009** A. SADIQ et M.S. SHUNMUGAM. « Investigation into magnetorheological abrasive honing (MRAH) ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49.7-8 (2009), p. 554–560. ISSN : 0890-6955.
- Sandvik-Coromant2001** SANDVIK-COROMANT. *Perçage*. Rap. tech. BM7088. Techniques de l'Ingénieur, 2001.
- Scherer2010** S. SCHERER. *Edge measurement and more*. 2010.
- Schubert1998** W. D. SCHUBERT, H. NEUMEISTER, G. KINGER et B. LUX. « Hardness to toughness relationship of fine-grained WC-Co hardmetals ». Dans : *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials* 16.2 (1998), p. 133–142. ISSN : 0263-4368.
- Shaw1957** A.C. SHAW et C.J. OXFORD. « On the drilling of metals 2- The torque and thrust in drilling ». Dans : *Trans. ASME* 79 (1957), p. 139–148.
- Stepan2001** G. STEPAN et R. SZALAI. « Nonlinear vibrations of highly interrupted machining ». Dans : *Workshop on Dynamics and Control of Mechanical Processing*. WG2 COST Action. 2001, p. 59–64.
- Stephenson1997** D. A. STEPHENSON et P. BANDYOPADHYAY. « Process-Independent Force Characterization for Metal-Cutting Simulation ». Dans : *Journal of Engineering Materials and Technology* 119.1 (1997), p. 86–94.
- Stephenson1992** D.A. STEPHENSON et J.S. AGAPIOU. « Calculation Of Main Cutting Edge Forces and Torque For Drill With Arbitrary Point Gemoetries ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 32.4 (1992), p. 521–538.
- Stephenson2005** D.A. STEPHENSON et J.S. AGAPIOU. *Metal Cutting Theory and Practice*. 2<sup>e</sup> éd. Manufacturing Engineering and Materials Processing. ISBN 9780824758882. Taylor et Francis CRC Press, 2005, p. 864.
- Tlusty1999** J. TLUSTY. *Manufacturing Process and Equipment*. 1 ISBN-13 : 978-0201498653. Prentice Hall, 1999.
- Tlusty1981** J. TLUSTY et F. ISMAIL. « Basic Nonlinearity in Machining Chatter ». Dans : *Annals of the CIRP* 30 (1981), p. 21–25.
- Toenshoff1994** H.K. TÖNSHOFF, W. SPINTIG, W. KÖNIG et A. NEISES. « Machining of Holes Developments in Drilling Technology ». Dans : *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 43.2 (1994), p. 551–561.
- Tournier2010** C. TOURNIER. *Usinage à grande vitesse : Technologies, modélisations et trajectoires*. Sous la dir. de L'Usine NOUVELLE. Technique et Ingénierie EAN13 : 9782100518104. Dunod, 2010.

- Trent2000** E. M. TRENT et P. K. WRIGHT. *Metal Cutting*. 4<sup>e</sup> éd. ISBN 075067069X. Butterworth-Heinemann, 2000.
- Utkin1988** T. E. UTKIN. *Usinage de trous profonds (en russe)*. Rap. tech. Institut Bauman de Moscou, 1988.
- Valiorgue2007** F. VALIORGUE, J. RECH, H. HAMDI, P. GILLES et J.M. BERGHEAU. « A new approach for the modelling of residual stresses induced by turning of 316L ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 191.1-3 (2007), p. 270–273.
- Valiorgue2008** Frédéric VALIORGUE. « Simulation des processus de génération de contraintes résiduelles en tournage du 316L : Nouvelle approche numérique et expérimentale ». Thèse de doct. ENSM Saint Etienne, 2008.
- Wang2004** X. WANG, L.J. WANG et J.P. TAO. « Investigation on thrust in vibration drilling of fiber-reinforced plastics ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 148.2 (2004), p. 239–244.
- Watson1985** A.R. WATSON. « Drilling model for cutting lip and chisel edge and comparison of experimental and predicted results. I – initial cutting lip model ». Dans : *International Journal of Machine Tool Design and Research* 25.4 (1985), p. 347–365. ISSN : 0020-7357.
- Watson1985a** A.R. WATSON. « Drilling model for cutting lip and chisel edge and comparison of experimental and predicted results. II – revised cutting lip model ». Dans : *International Journal of Machine Tool Design and Research* 25.4 (1985), p. 367–376. ISSN : 0020-7357.
- Watson1985b** A.R. WATSON. « Drilling model for cutting lip and chisel edge and comparison of experimental and predicted results. III – drilling model for chisel edge ». Dans : *International Journal of Machine Tool Design and Research* 25.4 (1985), p. 377–392. ISSN : 0020-7357.
- Watson1985c** A.R. WATSON. « Drilling model for cutting lip and chisel edge and comparison of experimental and predicted results. IV – drilling tests to determine chisel edge contribution to torque and thrust ». Dans : *International Journal of Machine Tool Design and Research* 25.4 (1985), p. 393–404. ISSN : 0020-7357.
- Watson1977** A.R. WATSON et R.A. WILLIAMS. « Specification of the cutting geometry of single point tools and twist drills using the ISO system ». Dans : *International Journal of Machine Tool Design and Research* 17.2 (1977), p. 103–116. ISSN : 0020-7357.
- Yamada2007** Y. YAMADA. *Materials for Springs*. Springer. 15 ISBN 978-3-540-73811-4. Japan society of Spring Engineers, 2007.
- Yang2002** J.A. YANG, V. JAGANATHAN et R. DU. « A new dynamic model for drilling and reaming processes ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 42.2 (2002), p. 299–311.
- Yaqub2008** S. YAQUB, A LARUE et G. LAPUJOLADE F.And Coffignal. « A device for the study of process damping effects ». Dans : *2nd International Conference « Innovative Cutting Processes and Smart Machining »*. Cluny, France, 2008.

- Zambelli1998** G. ZAMBELLI et L. VINCENT. *Matériaux et contacts*. ISBN 9782880743383. Presses polytechniques et universitaires romandes, 1998.
- Zemzemi2007** F. ZEMZEMI. « Caractérisation de modèles de frottement aux interfaces pièce-outil-copeau en usinage : Application au cas de l'usinage des aciers et de l'Inconel 718 ». Thèse de doct. Ecole centrale de Lyon, 2007.
- Zemzemi2008** F. ZEMZEMI, J. RECH, W. BEN SALEM, A. DOGUI et P. KAPSA. « Identification of a friction model at tool/chip/workpiece interfaces in dry machining of AISI4142 treated steels ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 209.8 (2008), p. 3978–3990. ISSN : 0924-0136.
- Zhang1998** D. ZHANG et L. WANG. « Investigation of chip in vibration drilling ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 38.3 (1998), p. 165–176.
- Zhang2008** Li ZHANG, Yuan-jie WANG, Xian-wang YU, Shu CHEN et Xiang-jun XIONG. « Crack propagation characteristic and toughness of functionally graded WC-Co cemented carbide ». Dans : *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials* 26.4 (2008), p. 295–300. ISSN : 0263-4368.
- Zoller2008** ZOLLER. *Tool measuring machine*. 2008-01. E. Zoller GmbH. Freiberg, 2008.





---

## Développement de portes outils, d'outils et de modèle pour la maîtrise du perçage vibratoire

---

**Résumé :** Le perçage vibratoire auto entretenu propose la rupture technologique nécessaire à une augmentation de la performance du perçage profond. Un porte outil spécifique a été conçu pour permettre les vibrations axiales, et se présente sous la forme d'un système masse ressort, dont les caractéristiques sont identifiées par l'utilisation de la théorie des lobes de stabilité. L'identification des caractéristiques géométriques d'un outil optimal passe par la caractérisation des aspects tribologiques, des caractéristiques mécaniques du matériau usiné, ainsi que la définition d'une préparation d'arête adéquate. Enfin, ce procédé étant piloté par l'énergie de la coupe, deux modèles d'effort ont été identifiés. La méthode CAM repose sur la discrétisation de l'effort de perçage lors de la phase de pénétration, alors que l'approche analytique permet de prédire l'effort à partir d'un modèle de coupe analytique identifié à partir d'essais de coupe oblique.

**Mots clés :** Perçage vibratoire, porte outil vibratoire, géométrie de foret, affûtage, préparation d'arête, modèle d'effort, méthode CAM, tribologie de la coupe, caractérisations mécaniques

---

## Development of tool holders, tools and models for control of self-sustained vibration drilling

---

**Résumé :** Self-sustained vibration drilling offers the technological breakthrough needed to increase the performance of deep drilling. A special tool holder is designed to allow axial vibration, and comes as a spring mass system, whose characteristics are identified by the use of the theory of stability lobes. Identification of the geometric characteristics of an optimal tool requires the characterization of tribological aspects, mechanical properties of the machined material, and the definition of a proper edge preparation. Finally, this process is driven by the energy of the cut, and two types of effort have been identified. The Edge-Material-Pair Method is based on the discretization of the drilling thrust force during penetration phase, while the analytical approach can predict forces from a cut pattern identified from oblique cutting tests.

**Mots clés :** Self vibratory drilling, vibratory toll holder, drill geometry, tool grinding, edge preparation, thrust force model, Edge-Material-Pair Method, tribology of cutting, mechanical characterization