



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



Institut National Polytechnique de Lorraine

N° d'ordre attribué par la bibliothèque : L L L L L L L L L L

THESE

POUR OBTENIR LE GRADE DE

DOCTEUR

DE

Institut National Polytechnique de Lorraine

École Nationale Supérieure d'Électricité et de Mécanique (ENSEM)

École doctorale **EMMA** (Énergie Mécanique Matériaux)

Spécialité : Mécanique - Énergétique

PRESENTEE ET SOUTENUE PUBLIQUEMENT PAR

Arnaud CROLET

le 29 septembre 2008

CONTRIBUTION A L'ETUDE DE L'INFLUENCE DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE DU SYSTEME « PIECE – OUTIL – MACHINE » SUR LA QUALITE DE SURFACE OBTENUE EN TOURNAGE DE SUPERFINITION

Composition du jury :

Professeur Alain Molinari	UPV METZ	Président du jury
Professeur Mohamed El Mansori	ENSAM Châlons-en-Champagne	Rapporteur
Professeur Henri Paris	UJF Grenoble	Rapporteur
Professeur Claude Barlier	GIP-InSIC – Saint-Dié-des-Vosges	Directeur de thèse
Docteur Laurence Lambert	GIP-InSIC – Saint-Dié-des-Vosges	Co-encadrant
Docteur Jean-Philippe Costes	CER ENSAM	Co-encadrant
Michel Demesy	CEA-Valduc	Examineur
Professeur Mohammed Nouari	Mines de Nancy / GIP-InSIC	Invité

Thèse préparée au sein de

l'Équipe de Recherche en Mécanique et Plasturgie (ERMeP/GIP-InSIC/Saint-Dié-des-Vosges)
et du

Laboratoire Bourguignon des Matériaux et Procédés (LaBoMaP)
Equipe Usinage (CER ENSAM - Centre de Cluny)

**CONTRIBUTION A L'ETUDE DE L'INFLUENCE DU COMPORTEMENT
VIBRATOIRE DU SYSTEME « PIECE – OUTIL – MACHINE » SUR LA
QUALITE DE SURFACE OBTENUE EN TOURNAGE DE SUPERFINITION.**

Résumé:

Le tournage de super finition est très spécifique avec une profondeur de passe de l'ordre de 0.05mm et une avance de 0.05mm/tour et permet d'obtenir des surfaces dont la précision et la rugosité sont équivalents à ce que l'on pourrait obtenir par rectification. Cependant, ce procédé est fortement influencé par les caractéristiques dynamiques du système usinant. Le but de nos travaux est de comprendre comment les caractéristiques dynamiques du système Pièce / Outil / Machine (P.O.M.) influencent la qualité de surface obtenue en super finition à l'outil coupant.

Dans un premier temps, nous avons défini, en nous appuyant sur la méthode normalisée du Couple Outil Matière (C.O.M.), des conditions de coupe acceptables et stables. Ensuite, une analyse fréquentielle nous a permis d'identifier trois éléments du système P.O.M. comme sources de vibrations remarquables, à savoir la machine elle-même, la fréquence de rotation de la broche et l'outil utilisé. Puis, nous avons mis en place une démarche expérimentale lourde afin d'évaluer l'influence des sources identifiées sur des critères d'état de surface et sur les vibrations mesurées au niveau de l'outil coupant. Enfin nous avons abordé l'étude des corrélations existantes entre les vibrations et l'état de surface généré en tournage de super finition.

Mots clés :

Tournage de super finition, vibrations, états de surface, étude expérimentale, Kruskal-Wallis.

**ON THE INFLUENCE OF “TOOL-WORKPIECE-MACHINE” VIBRATORY
BEHAVIOUR ON THE SURFACE QUALITY OBTAINED BY SUPERFINISH
LATHING PROCESS.**

Abstract:

The superfinishing in turning is very specific, depth of cut about 0.05mm and feed in the order of 0.05mm/rev and allows to produce surfaces with precision and roughness equivalent to grinding process. However, this process is strongly influenced by the dynamic characteristics of the machining system. The aim of our work is to understand how dynamic characteristics of the Part/Tool/Machine (P.T.M.) system influence the surface quality obtained in superfinishing with cutting tool. Initially, we defined acceptable and stable cutting conditions by using the standardized method of the Couple tool-material. Then, a frequential analysis enabled us to identify three remarkable sources of vibrations in the P.T.M. system that are the machine tool, the spindle frequency and the tool. Then, we set up an experimental study in order to evaluate the influence of the identified sources of vibrations on surface quality and on the vibrations measured on the cutting tool. Finally we studied the correlations between the vibrations and the surface quality obtained by superfinishing turning.

Key words:

Superfinishing turning, vibrations, surface quality, experimental study, Kruskal-Wallis.

Remerciements

Ces travaux de thèse ont été réalisés au sein de deux équipes de recherche : l'Equipe ERMeP (Equipe de Recherche en Mécanique et Plasturgie) dirigée lors du démarrage de ces travaux par le Professeur Jean-Louis BATOZ, que je remercie vivement pour son aide lors de la mise en place de ce projet, et l'équipe Usinage du LaBoMaP des Arts et Métiers ParisTech campus de Cluny, dirigée par Michel DESSOLY, à qui j'adresse également mes plus sincères remerciements.

Je remercie les membres du jury pour leur collaboration durant l'examen de ces travaux et leur participation à ma soutenance.

En particulier, je remercie mon directeur de thèse, le professeur Claude BARLIER pour m'avoir donné la possibilité de réaliser cette thèse au sein du CIRTES, ainsi que Madame Laurence CAMPAGNE-LAMBERT et Monsieur Jean-Philippe COSTES pour avoir, tous deux, co-dirigé mes travaux.

Je remercie vivement le Professeur Alain MOLINARI, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider ce jury de thèse, et les Professeurs Mohamed EL-MANSORI et Henri PARIS pour avoir accepté le délicat travail de rapporteur.

Mes remerciements vont également à M. Michel DEMESY, ingénieur au CEA de Valduc et le Professeur Mohammed NOUARI, directeur de la recherche au GIP-InSIC, pour leur participation à ce jury de thèse.

Je remercie le CEA de Valduc et le CIRTES, qui ont soutenu techniquement et financièrement cette étude.

Je remercie également M. Franck DUFFAR, ingénieur au CEA de Valduc, Stéphanie BRETON, docteur-ingénieur au CEA de Valduc, les techniciens Laurent, Philippe et Michel, qui m'ont apporté leur aide lors de la réalisation de mes essais et toute l'équipe du CEA de Valduc, qui m'a toujours très bien accueilli.

Un grand merci à l'ensemble de l'équipe Usinage de l'ENSAM de Cluny.

Bien entendu, je remercie tous mes collègues et amis du CIRTES et de l'équipe ERMeP du GIP-InSIC, qui ont tous contribué, d'une manière ou d'une autre, à la réussite de cette thèse.

Un grand merci à Laurent VELNOM, directeur de la société ACTARUS grâce à qui tout a commencé, pour ses précieux conseils.

Enfin, je remercie ma famille et particulièrement mon épouse, Cindy, et ma fille Maëlys qui m'ont apporté l'amour, le soutien et les encouragements dont j'avais besoin pour mener à bien cette aventure.

« La science ne vise pas d'emblée à une explication complète et définitive de l'univers. Elle n'opère que localement. Elle procède par une expérimentation détaillée sur des phénomènes qu'elle parvient à circonscrire et définir. Elle se contente de réponses partielles et provisoires. »

François Jacob, *Le jeu des possibles*, 1981

Table des matières

INTRODUCTION	15
1. ÉTAT DE L'ART	19
1.1 LE TOURNAGE DE SUPERFINITION.	19
1.1.1 MODELES GEOMETRIQUES DE LA COUPE EN SUPERFINITION.	20
1.1.2 L'ÉPAISSEUR DE COPEAU MINIMUM.	23
1.2 ÉTAT DE SURFACE ET SUPERFINITION.	27
1.2.1 ÉTAT DE SURFACE : GENERALITES.	27
1.2.2 DEFINITIONS DES PARAMETRES DE MESURE DES IRREGULARITES.	30
1.2.2.1. Paramètres liés aux motifs (norme ISO 12085).	30
1.2.2.2. Paramètres liés à la ligne moyenne (norme ISO 4288).	32
1.2.2.3. Paramètres liés à la courbe de portance (norme ISO 13565).	33
1.2.3 MODELE D'ÉTAT DE SURFACE EN TOURNAGE DE SUPERFINITION.	35
1.3 PHENOMENES VIBRATOIRES EN USINAGE : SYNTHESE DES THEORIES EXISTANTES.	37
1.3.1 COUPE STATIONNAIRE / COUPE DYNAMIQUE.	37
1.3.2 IDENTIFICATION DES PHENOMENES VIBRATOIRES GENERES PAR LA COUPE.	39
1.3.2.1. Les vibrations libres.	39
1.3.2.2. Les vibrations forcées.	40
1.3.2.3. Les vibrations auto-excitées (le broutage ou « chatter »).	46
1.4 METHODES LIMITANT LES EFFETS DES VIBRATIONS.	48
1.4.1 LES METHODES PREDICTIVES.	48
1.4.1.1. L'approche périodique ou analytique.	49
1.4.1.2. L'approche temporelle.	52
1.4.2 LES METHODES DE CONTROLE.	52
2. ESSAIS PRELIMINAIRES	55
2.1 CONCEPT DU COUPLE OUTIL-MATIERE	55
2.2 DETERMINATION DE CONDITIONS ACCEPTABLES ET STABLES.	57
2.2.1 DEROULEMENT EXPERIMENTAL.	58
2.2.2 DETERMINATION DE LA PLAGE DE FONCTIONNEMENT.	63
2.2.2.1. Choix d'un point de qualification ou point de référence (A1).	63
2.2.2.2. Détermination de la plage de fonctionnement (A2).	64
2.2.2.3. Détermination de conditions acceptables et stables.	68
2.2.3 CONCLUSION PARTIELLE ET CHOIX DE CONDITIONS DE COUPE.	72
3. ANALYSE FREQUENTIELLE	75
3.1 ANALYSE FREQUENTIELLE ET TRANSFORMATION DE FOURIER DISCRETE (TFD).	75

3.1.1 DEFINITION DE LA SERIE DE FOURIER.	76
3.1.2 LA TRANSFORMEE DE FOURIER.	77
3.1.3 LA TRANSFORMEE DE FOURIER DISCRETE (TFD).	78
3.1.4 RELATIONS TEMPS-FREQUENCES.	79
3.1.5 ALGORITHME DE CALCUL DE LA TRANSFORMEE DE FOURIER DISCRETE.	80
3.2 ANALYSE MODALE AU MARTEAU D'IMPACT.	80
3.2.1 DEROULEMENT DE L'ANALYSE.	81
3.3 ÉTUDE FREQUENTIELLE.	85
3.3.1 COMPARAISON DU SPECTRE ISSUE DE L'USINAGE DANS CONFIGURATION 1 AVEC LES FRF ISSUES DES TESTS D'IMPACTS.	86
3.3.2 INFLUENCE DE LA LUBRIFICATION SUR LE SPECTRE DE VIBRATIONS.	88
3.3.3 INFLUENCE DE L'AVANCE PAR TOUR SUR LE SPECTRE DE VIBRATIONS.	90
3.3.4 REPRESENTATION TEMPS / FREQUENCES.	92
3.4 CONCLUSION PARTIELLE.	96

4. INFLUENCE DU SYSTEME POM ET RELATIONS VIBRATIONS / ETAT DE SURFACE

99

4.1 PROTOCOLE D'ESSAIS MIS EN ŒUVRE.	100
4.1.1 OBJECTIFS.	100
4.1.2 DEROULEMENT EXPERIMENTAL.	100
4.1.3 DEFINITIONS DES VARIABLES D'ENTREES.	102
4.1.3.1. Définition des configurations Machines / Attachements.	103
4.1.4 DEFINITIONS DES VARIABLES DE SORTIES.	106
4.1.4.1. Vibrations.	106
4.1.4.2. État de surface.	108
4.1.5 SYNTHÈSE.	110
4.2 ANALYSES.	110
4.2.1 ÉTUDE DES DISTRIBUTIONS.	111
4.2.1.1. Définitions.	111
4.2.1.2. Étude des distributions : méthode utilisées.	113
4.2.1.3. Étude des distributions : analyses.	115
4.2.1.4. Conclusion sur l'étude des distributions.	117
4.2.2 ANALYSE DE KRUSKAL-WALLIS (KW).	117
4.2.2.1. Influence des variables d'entrées sur les paramètres mesurés.	120
4.2.2.2. Effets des variables d'entrées sur les paramètres mesurés.	121
4.2.2.3. Synthèse de l'analyse des effets.	133
4.2.3 ÉTUDE DES CORRELATIONS ENTRE LES VIBRATIONS ET LES ETATS DE SURFACE.	134
4.2.3.1. Étude des corrélations : définitions.	135
4.2.3.2. Étude des corrélations : corrélations linéaires – étude graphique.	138
4.2.3.3. Étude des corrélations : coefficient de Spearman ρ .	142
4.2.3.4. Conclusion sur l'étude des corrélations entre les vibrations et les états de surface.	143

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

147

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

153

ANNEXE 1

159

Introduction

L'obtention de pièces à fortes valeurs ajoutées notamment dans les secteurs de l'automobile, de l'aéronautique et de l'armement nécessite fréquemment d'avoir recours à des procédés de super finition.

Habituellement, la super finition se rapporte aux procédés par abrasion (rectification, rodage, super finition par toile,...). Cependant la super finition à l'outil coupant est de plus en plus utilisée et se pose, dans certains cas, comme une alternative intéressante à la rectification.

C'est notamment le cas, dans le secteur de l'armement, où la super finition à l'outil coupant est utilisée pour l'usinage des matériaux tendres (cuivre, tantale, aluminium,...) et des matériaux nucléaires, dans lesquels les méthodes abrasives induisent de nombreuses contraintes :

- montage, démontage de pièces entraînant des problèmes de coûts, de délais et de précision,
- pollution des outils par « collage » des matériaux usinés,
- pollution des surfaces générées par transfert des grains d'abrasif dans la pièce,
- formation de contraintes résiduelles importantes,
- grandes difficultés de stabilité dans le cas de pièces déformables,
- qualité des surfaces générées dégradée dans le cas des matériaux écrouissables,

Cependant, le tournage de super finition est un procédé peu traité dans la littérature. Seul le cas du tournage dur fait l'objet de quelques études scientifiques et technologiques depuis environ une vingtaine d'années. Aussi, les travaux présentés dans cette thèse constituent une contribution à la compréhension de la super finition à l'outil coupant (faible profondeur de passe et faible avance).

Quelques études [1-4] ont montré que les vibrations induites lors du processus d'usinage en super finition, même faibles, ont une influence non négligeable sur l'état de surface généré. Ce travail de thèse est

consacré à l'étude de ces influences. En particulier, nous traitons le cas de l'usinage du cuivre CuC₂.

Ce travail s'inscrit dans le cadre d'un partenariat entre le CEA de Valduc, le CIRTES de Saint-Dié-des-Vosges, l'ERMeP du GIP-InSIC à Saint-Dié-des-Vosges et le LABOMAP du CER-ENSAM de Cluny.

Le CEA de Valduc porte un grand intérêt à l'étude du comportement vibratoire du système Pièce-Outil-Machine, dans le cas du tournage de super finition, afin :

- de vérifier l'aptitude à la précision des machines utilisables et d'en détecter les éléments pénalisants,
- d'identifier le rôle des principaux composants dans l'amplification ou l'amortissement des vibrations pour optimiser leur conception,
- d'interpréter les défauts de surface d'usinage des pièces en fonction des caractéristiques dynamiques de ce système.

Des éléments de réponses à ces problématiques seront donc apportés dans le cadre de ces travaux de thèse.

Au travers d'une étude bibliographique, **le premier chapitre** présente tout d'abord un rappel des notions essentielles concernant le tournage de super finition, les états de surface et les modèles associés. Une revue des phénomènes vibratoires rencontrés en cours de l'usinage est réalisée. Nous introduisons également les principales méthodes qui servent à limiter les effets des vibrations sur le processus de coupe.

Pour réduire l'influence des conditions de coupe sur l'état de surface et sur les vibrations, il est nécessaire dans un premier temps de déterminer les paramètres de coupe (vitesse de coupe, avance par tour et profondeur de passe) acceptables et stables. **Le deuxième chapitre** présentera l'approche expérimentale (étude préliminaire) mise en œuvre pour déterminer ces conditions de coupe.

Cette étude préliminaire a permis également de réaliser une étude fréquentielle afin de valider le choix (type, gamme, sensibilité) et la position des capteurs en étudiant leur sensibilité à de faibles variations de conditions de coupe. De même, à partir de cette analyse fréquentielle, nous avons identifié le rôle des principaux composants dans la généra-

tion des vibrations. Les résultats de cette analyse sont exposés dans **le troisième chapitre**.

Enfin, après avoir identifié les sources des vibrations, nous étudions l'influence de celles-ci sur la qualité des surfaces générées lors du processus d'usinage. Les corrélations entre elles sont également traitées. **Le quatrième chapitre** expose le protocole expérimental mis en œuvre, l'approche d'analyse proposée et les résultats obtenus pour cette étude.

1. État de l'art

1.1 LE TOURNAGE DE SUPERFINITION.

1.1.1 Modèles géométriques de la coupe en super finition.

1.1.2 L'épaisseur de copeau minimum.

1.2 ÉTAT DE SURFACE ET SUPERFINITION.

1.2.1 État de surface : généralités.

1.2.2 Définitions des paramètres de mesure des irrégularités.

1.2.3 Modèle d'état de surface en tournage de super finition.

1.3 PHENOMENES VIBRATOIRES EN USINAGE : SYNTHESE DES THEORIES EXISTANTES.

1.3.1 Coupe stationnaire / coupe dynamique.

1.3.2 Identification des phénomènes vibratoires générés par la coupe.

1.4 METHODES LIMITANT LES EFFETS DES VIBRATIONS.

1.4.1 Les méthodes prédictives

1.4.2 Les méthodes de contrôle

Ce chapitre introduit les notions nécessaires à la compréhension de la problématique traitée dans cette thèse. Nous explicitons le tournage de super finition et ses spécificités. Ensuite, nous définissons quelques principes concernant les états de surface et les modèles applicables à la super finition. Puis, nous faisons l'inventaire des phénomènes vibratoires que l'on rencontre en cours d'usinage. Enfin, nous décrivons les principales méthodes qui servent à limiter les effets des vibrations sur le processus de coupe.

1.1 Le Tournage de super finition.

Le tournage de super finition, est une alternative intéressante aux méthodes de super finition par abrasifs. L'un des principaux avantages de la super finition à l'outil coupant par rapport aux procédés abrasifs est que l'on peut réaliser toutes les opérations, de l'ébauche à la super finition, sur une seule machine et avec une seule prise de pièce. On obtient ainsi des tolérances dimensionnelles et géométriques très fines ($<0.01\text{mm}$) ainsi que de bons états de surface ($Ra \approx 0,5\mu\text{m}$).

Cependant d'autres caractéristiques intéressantes peuvent conduire au choix de méthodes de super finition à l'outil coupant, comme par exemple la maîtrise des contraintes résiduelles. En effet, le tournage de su-

perfectionnement induit des contraintes résiduelles de compression, voir même des changements structuraux des couches superficielles de la pièce, comme c'est le cas en tournage dur avec la formation de « couches blanches », alors que la rectification induit des contraintes résiduelles de traction, plus néfastes à la durée de vie en fatigue de la pièce. Ce constat, conduit à préférer, lorsque les pièces le nécessitent, la superfinition à outil coupant plutôt qu'un procédé par abrasion. Dans notre étude, la superfinition par abrasion ne sera pas considérée.

1.1.1 Modèles géométriques de la coupe en superfinition.

En tournage, la pièce tourne autour de l'axe de la broche pendant que l'outil avance. L'outil effectue un mouvement hélicoïdal par rapport à la pièce. A chaque tour de la pièce, l'outil imprime son profil sur la surface usinée et chaque empreinte est distante de la précédente de l'avance par tour f .

Ce mouvement d'avance de l'outil dans la matière forme un copeau qui est cisailé sous l'action des efforts de coupe passant ainsi d'un état non-déformé à un état déformé après la zone de cisaillement (Figure 1).

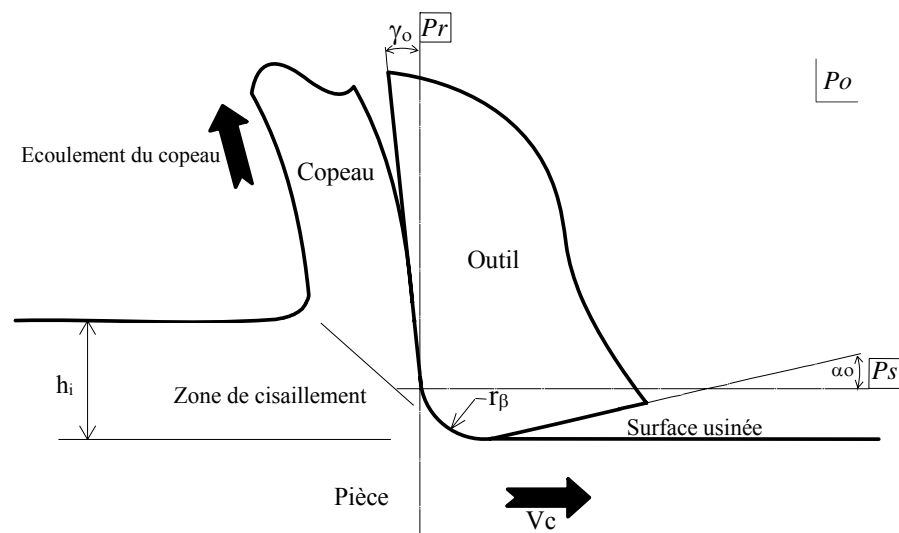


Figure 1 : Formation du copeau en tournage

La super finition à l'outil coupant se caractérise par des profondeurs de passe et des avances par tour très faibles par rapport au rayon de bec (r_ϵ), par des tolérances géométriques et dimensionnelles très petites ($<0.01\text{mm}$) et par de très bons états de surfaces ($Ra \approx 0,5\mu\text{m}$).

Wang et Mathew [5] ont développé un modèle permettant de calculer précisément la section du copeau non déformé. Dans le cas d'un usinage restant strictement dans le bec de l'outil ($a_p \leq r_\epsilon(1 - \cos \kappa_r)$, où a_p est la profondeur de passe en mm, r_ϵ le rayon de bec de l'outil en mm et κ_r , l'angle de direction d'arête en degré) (Figure 2). Ils décomposent cette section en deux zones : une zone A dont l'aire est donnée par l'équation (1-1) et une zone B dont l'aire est donnée par l'équation (1-2).

Les équations (1-3), (1-4) et (1-5) permettent de déterminer les angles θ_1 , θ_2 et θ_3 qui définissent les limites des zones A et B.

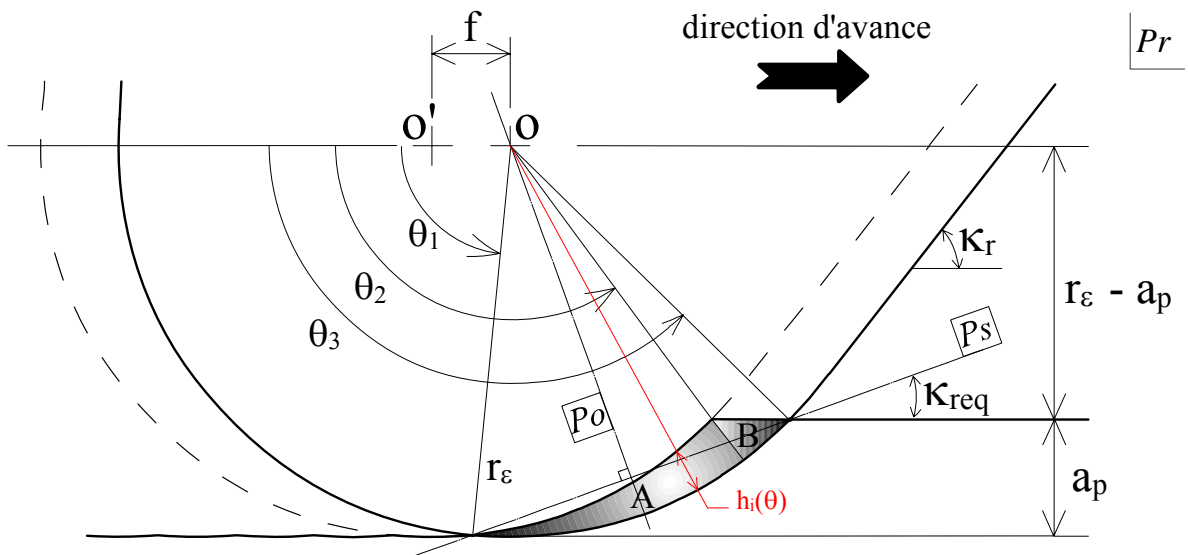


Figure 2 :Section de copeau en super finition [5]

$$(1-1) \quad A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(r_\epsilon - f \cdot \cos \theta - \sqrt{r_\epsilon^2 - f^2 \cdot \sin^2 \theta} \right) \cdot r_\epsilon \cdot d\theta = \int_{\theta_1}^{\theta_2} h_i(\theta) \cdot d\theta$$

$$(1-2) \quad B = \int_{\theta_2}^{\theta_3} \left(r_\varepsilon - \frac{r_\varepsilon - a_p}{\sin \theta} \right) r_\varepsilon \cdot d\theta = \int_{\theta_2}^{\theta_3} h_i(\theta) \cdot d\theta$$

$$(1-3) \quad \theta_1 = \frac{\pi}{2} - \text{Arc sin} \left(\frac{f}{2 \cdot r_\varepsilon} \right)$$

$$(1-4) \quad \theta_2 = \frac{\pi}{2} - \text{Arc tan} \left(\frac{\sqrt{2 \cdot r_\varepsilon \cdot a_p - a_p^2 - f}}{r_\varepsilon - a_p} \right)$$

$$(1-5) \quad \theta_3 = \pi - \text{Arc sin} \left(\frac{r_\varepsilon - a_p}{r_\varepsilon} \right)$$

Où f est l'avance par tour, r_ε le rayon de bec de l'outil, a_p la profondeur de passe et h_i l'épaisseur de copeau non-déformé, qui comme le montre la Figure 2 et la Figure 3, varie en fonction de l'angle θ .

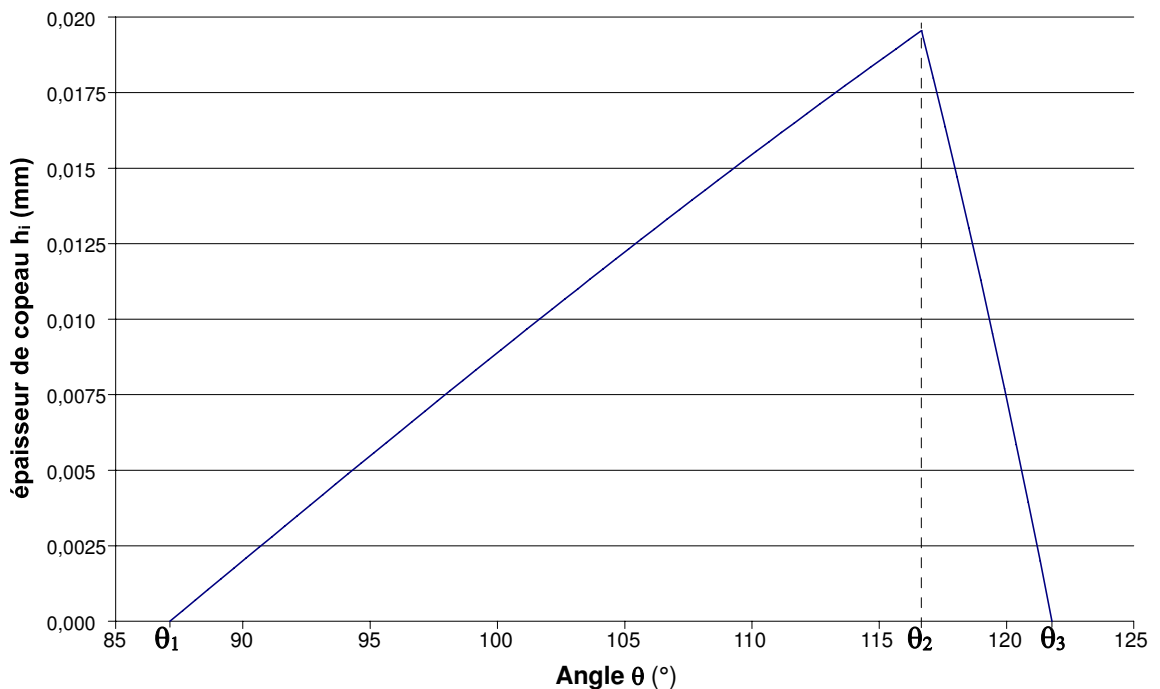


Figure 3 : Variation de l'épaisseur de copeau h_i en fonction de l'angle θ_i .
($a_p=0,06\text{mm}$, $f=0,04\text{mm/tr}$, $r_\varepsilon=0,4\text{mm}$)

1.1.2 L'épaisseur de copeau minimum.

L'épaisseur de copeau non déformé h_i est très importante dans la formation du copeau en super finition. Pour qu'un copeau puisse se former, l'épaisseur de copeau h_i doit être supérieure à une valeur critique appelée épaisseur de copeau minimum h_{min} . Cette notion, très importante lorsque l'on aborde le domaine de la super finition, est souvent mal comprise. En effet, il y a souvent confusion entre le rayon de bec de l'outil r_e , dans le plan Pr (Figure 2) et le rayon d'arête r_β , dans le plan Po (Figure 1). Il nous semblait important de définir l'épaisseur de copeau minimum.

Selon l'épaisseur de copeau non déformé h_i , Chae et al.[6] distinguent selon 3 cas, l'influence possible de l'épaisseur de copeau minimum sur la coupe :

- $h_i < h_{min}$: Le matériau se déforme élastiquement sous l'action de l'outil. Aucun copeau ne se forme. (Figure 4(a))
- $h_i \geq h_{min}$: Il y a formation d'un copeau par cisaillement mais une partie de la matière se trouvant sous h_{min} se déforme élastiquement et reprend sa place après le passage de l'outil. La profondeur de passe réellement enlevée est inférieure à celle désirée (Figure 4(b)).
- $h_i \gg h_{min}$: L'effet de la déformation élastique diminue significativement. Toute la matière désirée est enlevée sous forme de copeaux. (Figure 4(c)).

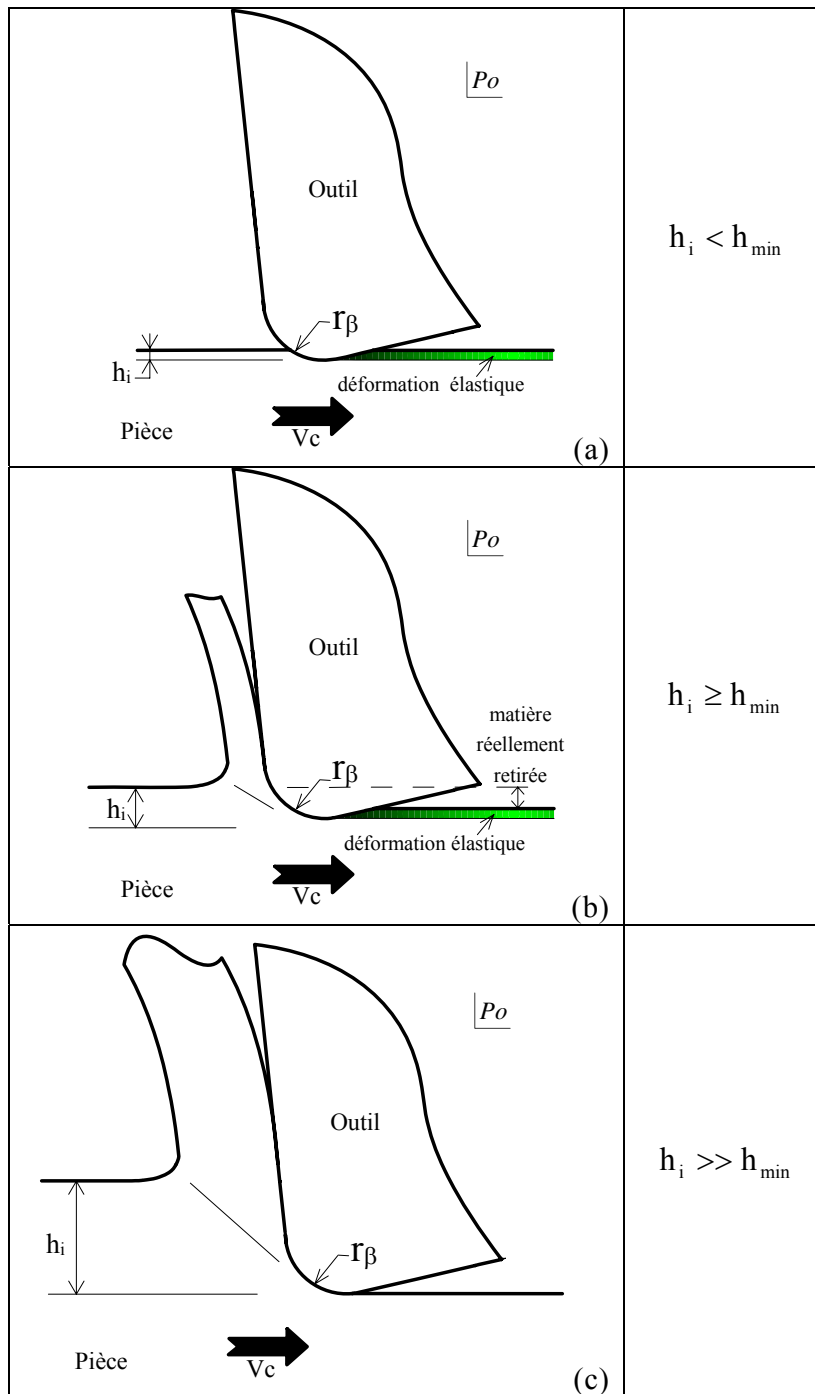


Figure 4 : Influence de l'épaisseur de copeau minimum sur la formation du copeau. D'après [6]

La difficulté majeure est de déterminer la valeur critique h_{min} . Les premiers travaux sur ce sujet, sont ceux de L'Vov [7] qui s'appuient sur un bilan des forces exercées sur le copeau par l'arête de coupe pour déterminer la position angulaire Θ d'un point d'équilibre S (Figure 5). Ce point singulier, appelé point de stagnation, représente la transition entre la déformation élastique et la coupe.

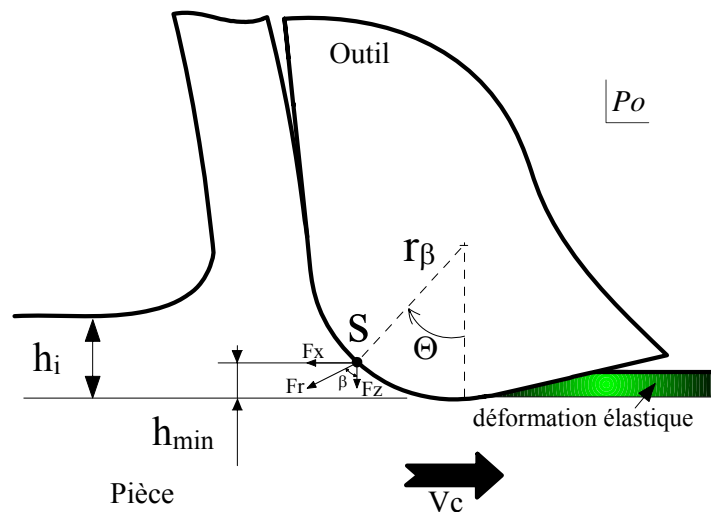


Figure 5 : Détermination de h_{min}

L'épaisseur de copeau minimum h_{min} peut être calculée par l'expression (1-6) :

$$(1-6) \quad h_{min} = r_{\beta} \cdot (1 - \cos \Theta)$$

où r_{β} est le rayon d'arête (Figure 5) et Θ la position angulaire du point de stagnation S.

L'Vov [7] conclut que le point de stagnation se situe toujours à $\Theta=45^{\circ}$ et que h_{min} peut-être évaluée par l'expression (1-7).

$$(1-7) \quad h_{min} = 0,293 \cdot r_{\beta}$$

Plus récemment, des études ont suggéré que l'approche mécanique classique n'était pas la plus pertinente pour déterminer la position angulaire du point de stagnation Θ [8]. Les travaux expérimentaux menées par Schmidt [9], ont permis de déterminer un angle $\Theta=25^{\circ}$ pour la position du point de stagnation, sur une gamme d'outil de tournage dur

avec plusieurs rayon d'arête r_β . Schmidt propose alors l'expression (1-8) comme approximation de h_{\min} .

$$(1-8) \quad h_{\min} \approx 0,1 \cdot r_\beta$$

De même, une étude numérique du tournage à l'outil diamant menée par Ikawa [10] avait déjà conduit à cette même approximation (1-8).

Grzesik [11] utilise la théorie du frottements de Kragelskii [12] pour déterminer la transition frottement/usinage. L'épaisseur de copeau minimum h_{\min} est alors donnée par l'expression (1-9) :

$$(1-9) \quad h_{\min} = 0,5 \cdot r_\beta \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot \tau_a}{Y_{sh}} \right)$$

où τ_a est la résistance au cisaillement du matériau et Y_{sh} est la contrainte de cisaillement du matériau écrouie.

Son et al. [13, 14] font l'hypothèse que l'épaisseur de copeau minimum dépend de l'acuité de l'arête de coupe et des frottements entre l'outil et la pièce. Ils proposent de déterminer h_{\min} par l'expression (1-10) :

$$(1-10) \quad h_{\min} = r_\beta \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\beta}{2} \right) \right)$$

où β est l'angle de frottement entre l'outil et la pièce (Figure 5).

Nous verrons dans la suite que cette notion de copeau minimum est primordiale lorsque l'on aborde la question de l'état de surface dans des conditions de super finition à l'outil coupant. Avant, nous allons rappeler quelques généralités sur les états de surface.

1.2 État de surface et super finition.

1.2.1 État de surface : généralités.

On appelle « état de surface » les irrégularités des surfaces dues au procédé d'élaboration de la pièce (usinage, moulage, etc.). Ils sont, le plus souvent, mesurés avec des appareils à palpeur à pointe de diamant, appelés profilomètres, qui relèvent le profil de la surface.

Un profil de surface est la courbe résultant de l'intersection de la surface réelle et d'un plan spécifié P [15] (Figure 6). Ce plan est perpendiculaire à la surface de l'échantillon et orienté généralement perpendiculairement au sens des stries d'usinage. Un profil de surface, outre la forme nominale de la pièce, est composé de différents écarts géométriques, auxquels correspondent différents profils (Tableau 1) :

- profil P , profil primaire ou total (ordre 1 + 2 + 3 + 4), sur lequel sont définis les paramètres de structure, désignés par un symbole précédé de la lettre P , par exemple P_t , P_a , etc. ;
- profil W , profil d'ondulation (ordre 2), sur lequel sont définis les paramètres d'ondulation, désignés par un symbole précédé de la lettre W , par exemple W_t , W_a , etc. ;
- profil R , profil de rugosité (ordre 3 + 4), sur lequel sont définis les paramètres de rugosité, désignés par un symbole précédé de la lettre R , par exemple R_t , R_a , etc.

Différents ordres de grandeur des irrégularités géométriques			
Ordres	Écart géométriques	Croquis	Origines possibles
1	<p>Écart géométriques :</p> <p>Défauts de planéité ; de rectitude ; de circularité ; de cylindricité, etc.</p>	<p>PROFIL GEOMETRIQUE THEORIQUE</p> <p>ECART DE FORME</p>	<ul style="list-style-type: none"> •Défaut de bridage. •Flexion des éléments de la machine •Qualité du guidage des éléments coulissants. •Usure des organes. •Déformation de la pièce : <ul style="list-style-type: none"> – Pendant l'usinage, indépendamment du procédé. - Après l'usinage, dépendant du matériau (libérations des contraintes internes).
2	<p>Ondulation :</p> <p>Irrégularités géométriques, telle que la distance entre deux sommets d'irrégularités soit comprise entre 500 µm et 2 500 µm (1).</p>	<p>0,5 < pas ≤ 2,5 mm</p> <p>ECART DE FORME</p>	<ul style="list-style-type: none"> •Vibrations basses fréquences : <ul style="list-style-type: none"> – de la pièce. – de l'outil. – des deux, dues aux flexions, au mauvais guidage et équilibrage des éléments de la machine, et également à l'insuffisance de l'installation de l'isolation passive et active.
3	<p>Rugosité :</p> <p>Irrégularités géométriques, telle que la distance entre deux pics de ces irrégularités soit comprise entre 0 et 500 µm (1).</p>	<p>0 < Pas ≤ 0,5 mm</p> <p>Ligne enveloppe supérieure</p>	<ul style="list-style-type: none"> •Vibrations hautes fréquences (causes analogues à celles énumérées ci-dessus). •Installation de lubrification : <ul style="list-style-type: none"> – Lubrifiant : nature, qualité lubrifiante, action de refroidissement, stabilité dans le temps. – Mode d'arrosage. – Filtre : efficacité du système (entre autres fréquences de nettoyage).
4	<p>Arrachement :</p> <p>Marque d'outil, fente, piqure,... (irrégularités aperiodiques)</p>		<ul style="list-style-type: none"> •Procédés par enlèvement de copeaux : STRIES, SILLONS dus à l'avance de l'arête coupante de l'outil ; à l'avance par tour de la pièce ou de la meule, etc. •Qualité de la géométrie de l'outil. •Hétérogénéité, plasticité du matériau.
	<p>Profil Total</p>	<p>Direction générale du profil</p>	<ul style="list-style-type: none"> •Ensemble des écarts de profil dont l'analyse permet de déterminer leur influence spécifique sur une ou plusieurs fonctions données.

(1) Limites données pour l'automobile.

Tableau 1 : Ordres de grandeur des irrégularités géométriques et leurs origines possibles [16]

La représentation graphique de l'état de surface est toujours anamorphosée (Figure 6). L'amplification verticale est généralement beaucoup plus importante que l'amplification horizontale. Cette anamorphose a comme effet de compresser le profil réel et d'en donner une image très différente de la réalité.

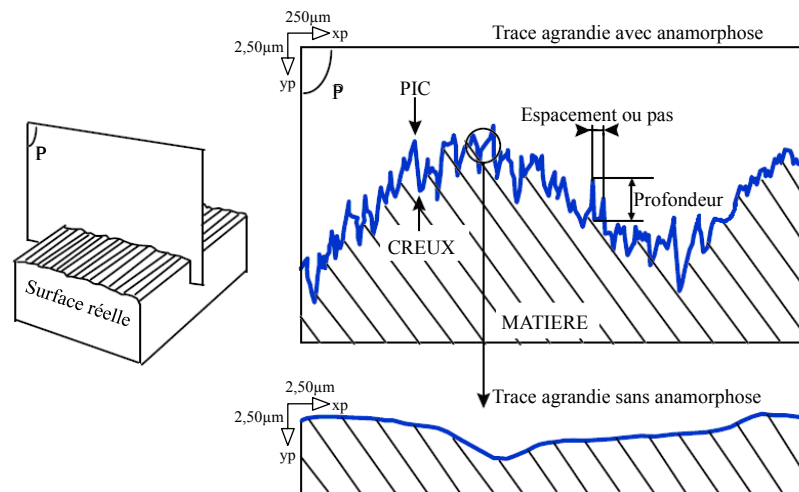


Figure 6 : Représentation des irrégularités sur un profil d'état de surface [16]

La frontière entre la rugosité et l'ondulation est arbitraire, aucune définition absolue n'existe. En pratique, le classement s'effectue à partir de la distance entre les pics (Tableau 2).

<i>Écart géométrique</i>	<i>Distance entre les pics (en μm)</i>
Écart de forme (ordre 1)	Entre 2 500 à 8 000 et longueur de l'élément
Ondulation (ordre 2)	Entre 250 à 800 et 2 500 à 8 000
Rugosité (ordre 3 et 4)	Entre 2 et 250 à 800

Tableau 2 : Classement « pratique » des différents écarts géométriques[15]

Dans le cas du tournage, le filtre de séparation entre l'ondulation et la rugosité est choisi en fonction de l'avance par tour f . Pour notre étude, ce point sera abordé au §2.2.1.

La séparation des écarts géométriques est nécessaire pour quantifier chaque écart, indépendamment des autres. Il existe deux méthodes normalisées de séparation des écarts géométriques [15]:

- méthode de la ligne moyenne : elle consiste à opérer un filtrage du profil primaire avec un filtre passe bande. La différenciation d'un écart par rapport à l'autre s'effectue en considérant les distances entre deux sommets (longueur d'onde). La limite entre deux écarts géométriques s'exprime donc comme une longueur (longueur d'onde de coupure). Le filtre génère une ligne moyenne d'où le nom de méthode de la ligne moyenne ;
- méthode des motifs : elle consiste à décomposer le profil primaire en motifs en appliquant un algorithme de type «reconnaissance de forme».

Ces deux méthodes de séparation des écarts géométriques permettent la détermination de paramètres classés en trois familles, en fonction de leur mode de calcul :

- les paramètres définis par rapport aux motifs ;
- les paramètres définis par rapport à la ligne moyenne ;
- les paramètres pour les surfaces ayant des propriétés fonctionnelles différentes suivant les niveaux, qui sont classés en deux catégories : ceux définis par rapport à la courbe de taux de longueur portante et ceux définis par rapport à la probabilité de matière.

1.2.2 Définitions des paramètres de mesure des irrégularités.

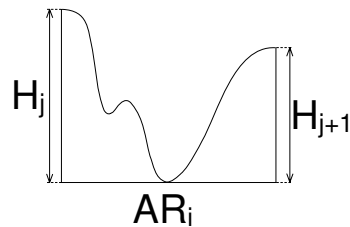
1.2.2.1. Paramètres liés aux motifs (norme ISO 12085).

Un motif est une portion du profil situé entre les points les plus hauts de 2 saillies locales du profil, consécutives ou non. Il est caractérisé par sa longueur et par la hauteur de chacun de ses côtés (Figure 7) [17]. On distingue les motifs de rugosité (Figure 8) et les motifs d'ondulation (Figure 9) à l'aide de deux opérateurs : l'opérateur A, qui est la limite entre un motif de rugosité et un motif d'ondulation et

l'opérateur B, qui est la limite entre un motif d'ondulation et un écart de forme. Bien que non définis précisément, les valeurs conventionnelles et recommandées par la norme ISO 12085 de ces opérateurs sont $A=0,5\text{mm}$ et $B=2,5\text{mm}$.

Un motif de rugosité (Figure 8) est calculé en utilisant l'opérateur A. Par définition, un motif de rugosité a une longueur AR inférieure ou égale à A . Il est caractérisé par son pas AR_i et ses profondeurs élémentaires H_j et H_{j+1} .

Un motif d'ondulation (Figure 9) est déterminé sur la ligne enveloppe supérieure du profil en utilisant l'opérateur B. Il est caractérisé par son pas AW_i et ses profondeurs élémentaires Hw_j et Hw_{j+1} .



Un motif est caractérisé par :

AR_i = Pas élémentaire du motif
 H_j et H_{j+1} = Profondeurs élémentaires du motif

Figure 7 : Motif de rugosité [15, 17]

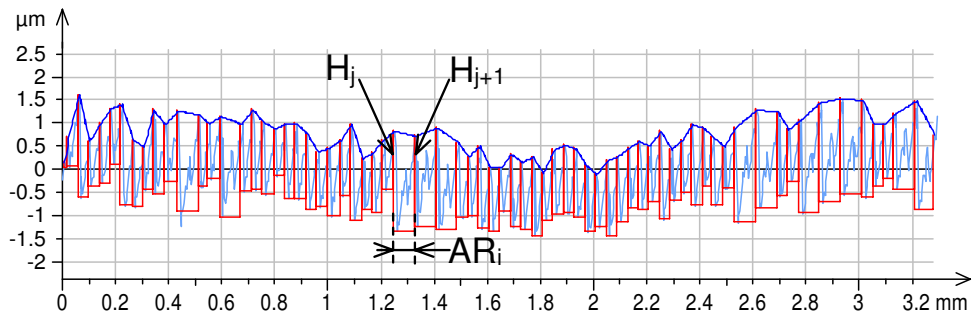


Figure 8 : Exemple de détermination des motifs de rugosité

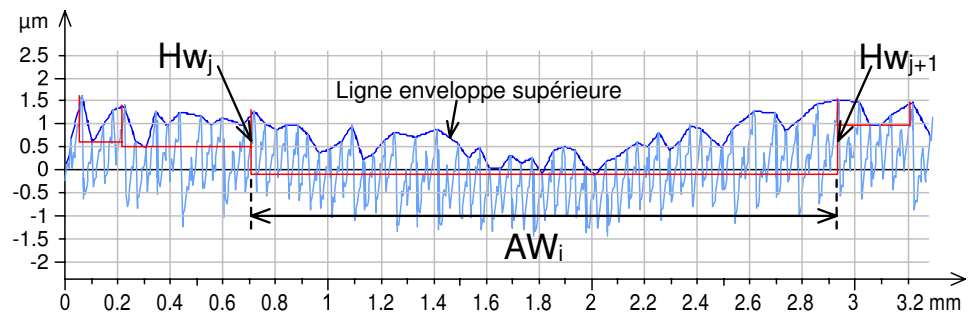


Figure 9 : Exemple de détermination des motifs d'ondulation

La définition des principaux paramètres liés aux motifs est présentée dans le Tableau 3.

Définition des paramètres liés aux motifs			
<i>Intitulé</i>	<i>Définition</i>	<i>Profil de rugosité</i>	<i>Profil d'ondulation</i>
Pas moyen des motifs	Moyenne arithmétique des longueurs des motifs	$AR = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n AR_i$ Avec n=nombre de motifs de rugosité	$AW = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m AW_i$ Avec m=nombre de motifs d'ondulation
Profondeur moyenne des motifs	Moyenne arithmétique des profondeurs des motifs	$R = \frac{1}{n+1} \sum_{j=1}^{n+1} H_j$ Avec n=nombre de motifs de rugosité	$W = \frac{1}{m+1} \sum_{j=1}^{m+1} Hw_j$ Avec m=nombre de motifs d'ondulation

Tableau 3 : Principaux paramètres liés aux motifs [15]

1.2.2.2. Paramètres liés à la ligne moyenne (norme ISO 4288).

La référence pour le calcul des paramètres est la ligne des moindres carrés calculée sur une longueur de base. La valeur moyenne des paramètres est calculée en effectuant la moyenne des valeurs trouvées sur toutes les longueurs de base (Figure 10).

La définition des principaux paramètres liés à la ligne moyenne est présentée dans le Tableau 4.

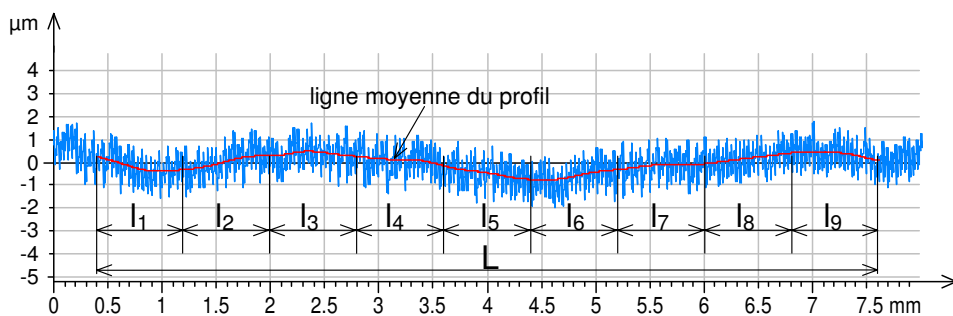


Figure 10 : Ligne moyenne du profil, longueur de base (l_i) et longueur d'évaluation (L)

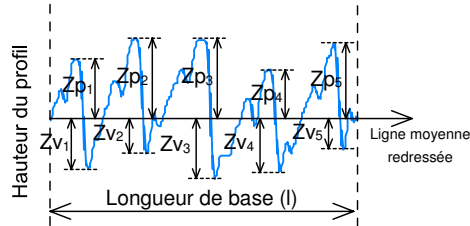
Définition des paramètres liés à la ligne moyenne		
<i>Intitulé</i>	<i>Symbole</i>	<i>Définition</i>
Hauteur totale du profil	Rt Wt	<p>Somme de la plus grande des hauteurs de saillie du profil, Z_p, et de la plus grande des profondeurs de creux du profil, Z_v, à l'intérieur de la longueur d'évaluation.</p> 
Écart moyen arithmétique du profil évalué	Ra Wa	<p>Moyenne arithmétique des valeurs absolues des ordonnées $Z(x)$ à l'intérieur d'une longueur de base :</p> $Ra_i, Wa_i = \frac{1}{l} \int_0^l Z(x) \cdot dx$ $Ra = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k Ra_i, Wa = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k Wa_i$ <p>Avec k=nombre de longueur de base (l) sur la longueur d'évaluation (L)</p>
Hauteur maximale du profil	Rz Wz	<p>Rz_i :somme de la plus grande des hauteurs de saillie du profil, Z_p, et de la plus grande des profondeurs de creux du profil, Z_v, à l'intérieur d'une longueur de base.</p> $Rz = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k Rz_i$ <p>Avec k=nombre de longueur de base (l) sur la longueur d'évaluation (L)</p>

Tableau 4 : Principaux paramètres liés à la ligne moyenne [15]

1.2.2.3. Paramètres liés à la courbe de portance (norme ISO 13565).

Lorsque la surface mesurée présente des creux relativement profonds sous un plateau dont le fini est plus fin, avec une faible ondulation, le profil de rugosité engendré par filtrage subit certaines distorsions indésirables. Une autre méthode de filtrage a été développée pour réduire ces distorsions permettant ainsi la définition de paramètres de rugosité

liés à la courbe de taux de portance ou courbe d'Abbott-Firestone (définie dans la norme ISO 4287). Cette courbe décrit l'augmentation du taux de longueur portante T_p en fonction de l'augmentation de la profondeur du profil de rugosité.

Ces paramètres constituent une classe de paramètres d'état de surface caractérisant l'aspect fonctionnel d'une surface, à savoir le contact, le rodage et la lubrification.

La norme ISO 13565 préconise un filtrage spécial en plusieurs étapes (double filtrage gaussien) afin de s'affranchir partiellement de l'influence des creux sur la ligne moyenne qui a tendance à s'infléchir dans les creux et a pour conséquence de créer des défauts sur le profil de rugosité. Ensuite, on recherche, sur la représentation de la courbe d'Abbott, une portion de 40% de large comprise entre les points C et D (Figure 11) dont la pente de la droite joignant C et D soit la plus faible possible. Cette droite est ensuite prolongée jusqu'aux axes à droite et à gauche.

Ces points d'intersection permettent de diviser horizontalement la courbe en trois secteurs :

- La zone des pics, jouant un rôle dans les rodages mécaniques.
- La zone centrale, jouant un rôle dans les contacts.
- La zone des creux, jouant un rôle dans la lubrification.

Les paramètres déterminés par rapport à la courbe de portance sont définis dans le Tableau 5 et représentés sur la Figure 11.

Définition des paramètres liés à la courbe de portance		
<i>Intitulé</i>	<i>Symbole</i>	<i>Définition</i>
Profondeur du profil écrêté	Rk	Profondeur de la partie centrale du profil de rugosité
Hauteur des pics éliminés	Rpk	Hauteur moyenne des pics saillants situés au-dessus du profil écrêté
Hauteur des creux éliminés	Rvk	Hauteur moyenne des creux situés au-dessous du profil écrêté
Taux de longueur portante MR1	MR1	Taux (%) déterminé sur la ligne de coupure qui sépare les pics saillants du profil écrêté
Taux de longueur portante MR2	MR2	Taux (%) déterminé sur la ligne de coupure qui sépare les creux du profil écrêté

Tableau 5 : Principaux paramètres liés à la courbe de portance [15]

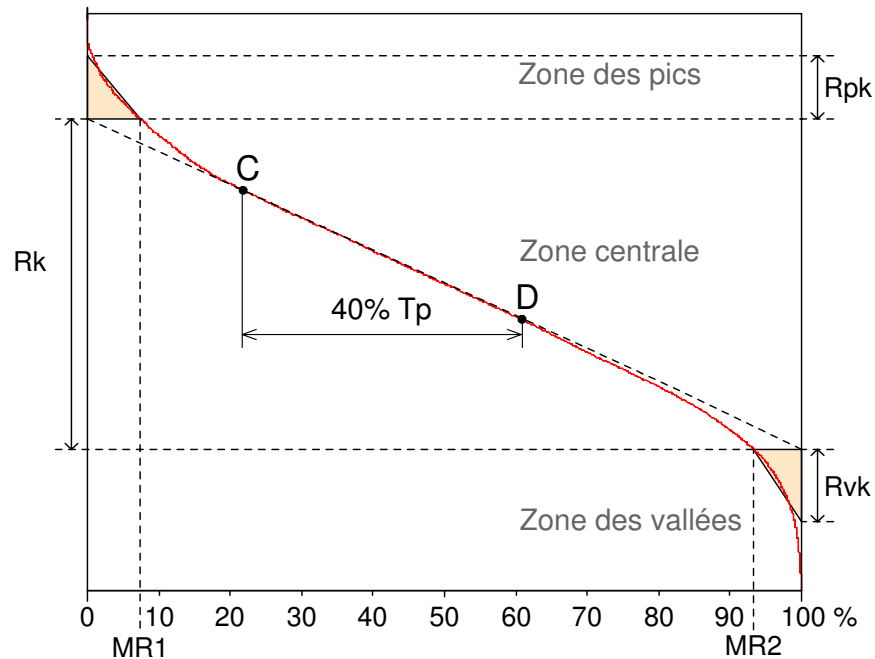


Figure 11 : Définitions des paramètres liés à la courbe de portance.

1.2.3 Modèle d'état de surface en tournage de super finition.

Les modèles mathématiques, habituellement utilisés, permettant de prévoir l'état de surface d'une pièce sous certaines conditions de coupe, considèrent que la rugosité est principalement conditionnée par l'avance par tour et le rayon de bec de l'outil. Par exemple, l'écart moyen arithmétique du profil de rugosité ou encore la hauteur totale du profil de rugosité peuvent-être calculés par les expressions (1-11) et (1-12) [18].

$$(1-11) \quad R_a = \frac{f^2}{18\sqrt{3} \cdot r_\epsilon} \approx \frac{0,0321 \cdot f^2}{r_\epsilon}$$

$$(1-12) \quad R_t = r_\epsilon - \sqrt{r_\epsilon^2 - \frac{f^2}{4}} \approx \frac{f^2}{8 \cdot r_\epsilon}$$

Bien que très pratique et d'une précision acceptable dans des conditions d'usinage conventionnelles, ces modèles mathématiques montrent leurs faiblesses dans des conditions de finition. Grzesik [11], Boothroyd et Knight [18] et Shaw [19] suggèrent que les principales divergences sont :

- L'existence d'une épaisseur de copeau minimum
- les vibrations relatives entre l'outil et la pièce.

Pour des avances par tour faibles ($f < 0,1 \text{ mm/tr}$), Brammertz [20] propose une expression du R_t (1-13) prenant en charge la notion d'épaisseur de copeau minimum, qui corrèle assez bien avec les résultats expérimentaux [8, 11].

$$(1-13) \quad R_t = \frac{f^2}{8 \cdot r_\varepsilon} + \frac{h_{\min}}{2} \left(1 + \frac{r_\varepsilon \cdot h_{\min}}{2} \right)$$

D'autres études montrent également l'intérêt de prendre en compte d'autres paramètres comme la vitesse de coupe, l'usure des outils, la présence d'arête rapportée, le matériau, les déplacements relatifs entre l'outil et la matière, afin de modéliser la génération de la surface [1-4, 21-23]. Toutes ces études s'accordent sur l'importance de prendre en compte les vibrations pour modéliser l'état de surface généré en tournage de super finition. Cependant, aucune ne quantifie précisément l'influence des vibrations sur un critère d'état de surface quel qu'il soit.

Dans notre étude, nous considérerons plusieurs critères d'état de surface et nous nous intéresserons à l'influence des vibrations sur l'évolution de ces critères dans le cas du tournage de super finition.

Nous constatons un nombre restreint d'études concernant les états de surface générés en super finition à l'outil coupant, ainsi que le manque d'information concernant l'influence des vibrations sur l'évolution des différents critères d'état de surface.

Par contre, l'étude des vibrations en usinage a fait l'objet de nombreuses études et ce depuis plus de 50 ans. Nous présentons dans les paragraphes qui suivent les différentes théories concernant la dynamique de la coupe.

1.3 Phénomènes vibratoires en usinage : synthèse des théories existantes.

Lors d'une opération d'usinage, les phénomènes mis en jeu sont extrêmement complexes et non linéaires. De nombreux paramètres, souvent couplés entre eux, interviennent et peuvent engendrer des vibrations du système pièce/outil/machine (POM). Ce qui se traduit le plus souvent, par une qualité dimensionnelle et d'état de surface médiocre, ainsi que par une accélération de l'usure de l'outil.

Nous allons, dans cette partie, définir les notions de coupe stationnaire et de coupe dynamique.

Ensuite, nous énumérerons les principaux phénomènes pouvant influencer le comportement vibratoire de la coupe. Nous classerons ces phénomènes en fonction du type de réponses fournies par le système :

- les vibrations libres,
- les vibrations forcées que nous répartirons en deux catégories : celles qui sont extérieures au processus de coupe et celles qui sont propres au processus de coupe,
- les vibrations auto-excitées.

Enfin, nous traiterons les principales méthodes utilisées pour limiter, ou éviter, l'apparition des vibrations.

1.3.1 Coupe stationnaire / coupe dynamique.

La Figure 12 montre le modèle de la coupe orthogonale, généralement accepté, pour des conditions stationnaires. Dans ce modèle la machine, l'outil et la pièce sont considérés comme parfaitement rigides. Le seul processus étudié est l'interaction outil/pièce qui conduit à la formation du copeau, et qui est le résultat des déformations plastiques successives dans les zones de déformations figurées.

Dans le modèle de la coupe stationnaire les paramètres de coupe (vitesse de coupe, avance, épaisseur de copeau, profondeur de passe) et ceux caractérisant la géométrie de la coupe (les angles de coupe,

l'orientation du vecteur vitesse effective, l'angle de cisailment) sont considérés comme constants. Par conséquent, les relations qui décrivent le processus sont des relations algébriques, appropriées pour les processus stationnaires.

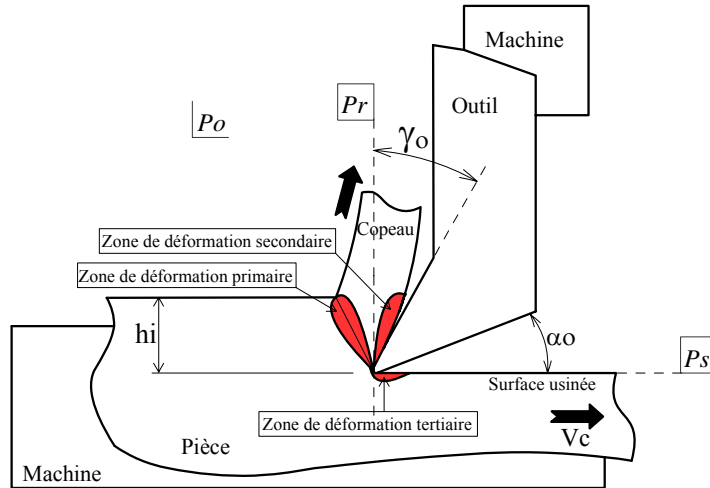


Figure 12 : Modèle de la coupe stationnaire [24]

Dans le modèle de la coupe dynamique (Figure 13), la structure de la machine, la dynamique de l'outil et de la pièce, ainsi que le processus de génération de la surface usinée sont considérés.

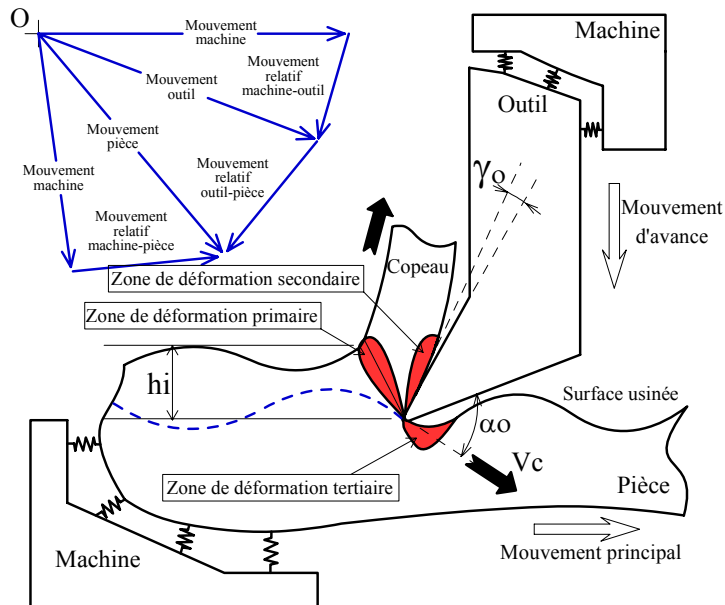


Figure 13 : Modèle de la coupe dynamique [24]

La coupe, en tant que processus physique, ferme la boucle qu'elle forme avec la dynamique du système POM (Figure 14). Les équations décrivant la génération de la surface usinée remplacent les équations de compatibilité de déformations pour les systèmes mécaniques en général [24].

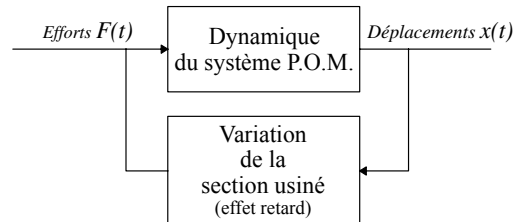


Figure 14 : schéma structural de la coupe dynamique [24]

Dans le cas de la coupe quasi-stationnaire, mais aussi dans le cas de certains régimes vibratoires fortement amortis, pour lesquels les variations d'amplitudes et le retard sont relativement faibles, on peut considérer le modèle de la coupe stationnaire. De même, lorsque l'on souhaite prédire certains phénomènes vibratoires (surtout quand on envisage de déterminer les conditions limites pour lesquelles les vibrations démarrent), le modèle de la coupe stationnaire peut fournir des résultats satisfaisants. Par contre, pour la modélisation des phénomènes vibratoires permanents, ou pour lesquels les amplitudes peuvent provoquer une interruption de la coupe, on doit absolument considérer un modèle de coupe dynamique.

1.3.2 Identification des phénomènes vibratoires générés par la coupe.

1.3.2.1. Les vibrations libres.

Les sources des vibrations libres se caractérisent par leur impulsivité et leur non périodicité. C'est pourquoi, elles sont très difficiles à identifier. Un système suffisamment amorti, sera presque insensible à ce genre d'excitations, ce qui est le cas de toutes machines-outils correctement conçues. Comme sources possibles, on peut citer, les irrégularités géométriques aperiodiques de la pièce à usiner, des entrées en matière brusques, ou encore des erreurs dans les consignes de

déplacements des axes mobiles (mauvaise programmation ou problèmes d'asservissements).

1.3.2.2. Les vibrations forcées.

Les vibrations forcées généralement considérées dans les problèmes d'usinage, sont celles dues à la discontinuité de la coupe (cas de pièces n'ayant pas de symétrie de révolution, en tournage). Dans le cas de la super finition, d'autres sources, souvent considérées de second ordre, doivent être prises en compte.

L'utilisation d'un modèle dynamique de la coupe (Figure 14) nécessite de séparer les vibrations forcées en deux sous-familles [25] : celles qui affectent directement la dynamique de la machine (dites vibrations forcées externes) et celles qui affectent le processus de coupe lui même (dites vibrations forcées internes).

1.3.2.2.1. Vibrations forcées externes.

Ce type d'excitation trouve comme sources la présence et le fonctionnement de mécanisme dans un environnement proche de la machine, comme par exemple un groupe hydraulique, la défaillance d'un élément constituant de la machine-outil (roulements, axes) ou bien, la présence d'un balourd sur un élément tournant de la machine. Dans tous les cas, la machine vibre à la même fréquence que l'excitation et l'amplitude des vibrations dépend de la réponse de la structure, à la fréquence imposée par la source.

Les vibrations forcées externes, sont souvent simples à identifier dans la mesure où elles sont liées à la rotation d'un élément de la machine. La fréquence d'excitation est donc la fréquence de rotation de cet élément ou une de ses harmoniques. Par exemple, la fissuration d'un arbre se détecte, dans la plupart des cas, par une fréquence d'excitation égale à deux fois la fréquence de rotation de ce dernier.

1.3.2.2.2. Vibrations forcées internes.

A la différence des vibrations forcées externes, les vibrations forcées internes ne peuvent apparaître que lors du processus d'enlèvement de matière. En effet, le phénomène de coupe est le siège de nombreuses sources vibratoires, que nous allons recenser :

- la formation d'arête rapportée (B.U.E.= Built Up Edge).

Une de ces sources est la formation d'arête rapportée [25, 26], qui a été mise en évidence par Kuznetsov en 1966 [27]. La présence d'une arête rapportée modifie la géométrie de coupe instantanée. L'angle de coupe effectif $\lambda_{o\text{effectif}}$ augmente au fur et à mesure de la formation et du développement de l'arête rapportée, comme le montre la Figure 15.

Cette variation génère des efforts de coupe qui varient au cours de l'usinage. Les études de Kuznetsov [27] ont montrées que l'arête rapportée s'évacue périodiquement soit avec le copeau, soit en restant collée sur la pièce. Cette périodicité peut constituer une excitation forcée pour le système POM.

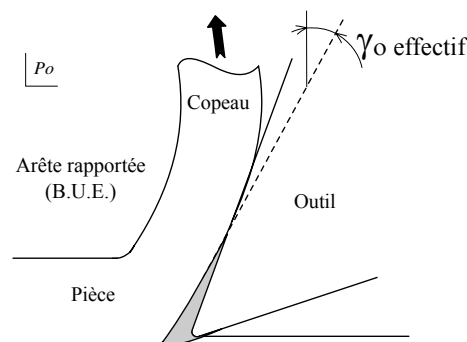


Figure 15 : effet de la formation d'une arête rapportée sur l'angle effectif de coupe [25]

Plus récemment, Thomas et Beauchamp [22], constatent que dans les conditions de formation d'arêtes rapportées (faible vitesse d'avance et faible vitesse de coupe), l'amplitude des vibrations, mesurées au niveau de l'outil, augmente.

- la formation du copeau.

La formation du copeau est également une source possible de phénomènes vibratoires[25, 28]. Dans le cas de la coupe orthogonale en régime établie, l'interaction entre l'outil, la pièce et le copeau peut se décrire de manière relativement simple[29] : l'avance de l'outil dans la couche superficielle de la pièce comprime fortement la matière et génère un cisaillement interne entre la pointe de l'outil et la surface libre de la pièce (Figure 16). Cette zone de formation du copeau est appelée zone primaire de cisaillement (Z_1). Le copeau ainsi formé, frotte sur la face de coupe de l'outil. Cette zone de frottement de glissement entre l'outil et le copeau est appelée zone secondaire de cisaillement (Z_2). Une troisième zone, que l'on nomme zone tertiaire de déformation (Z_3), est le résultat du frottement entre la nouvelle surface usinée et la face en dépouille de l'outil. Ces trois zones de déformation, sont le siège de phénomènes mécaniques (déformations élastiques et/ou plastiques) et thermiques (génération de chaleur) très importants qui dépendent de plusieurs paramètres tels que la rhéologie du matériau usiné, la nature du contact et les propriétés thermo-physiques du couple outil / matière. Le phénomène fondamental, de la formation du copeau en coupe stationnaire, est un glissement plan unidirectionnel pseudopériodique.

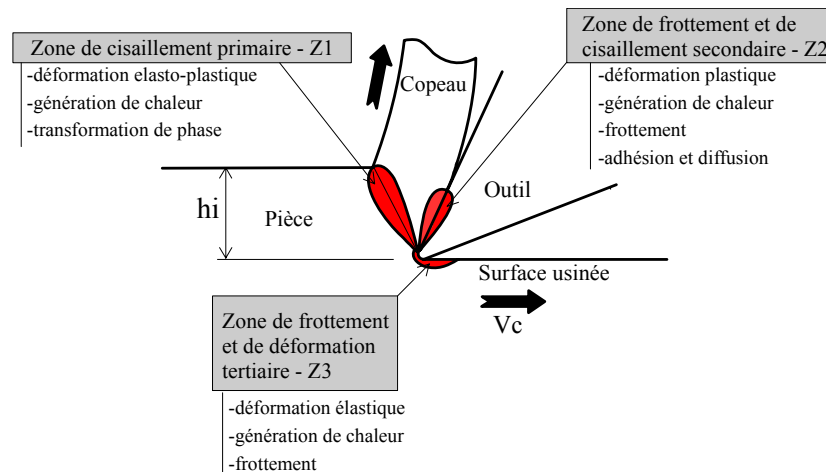
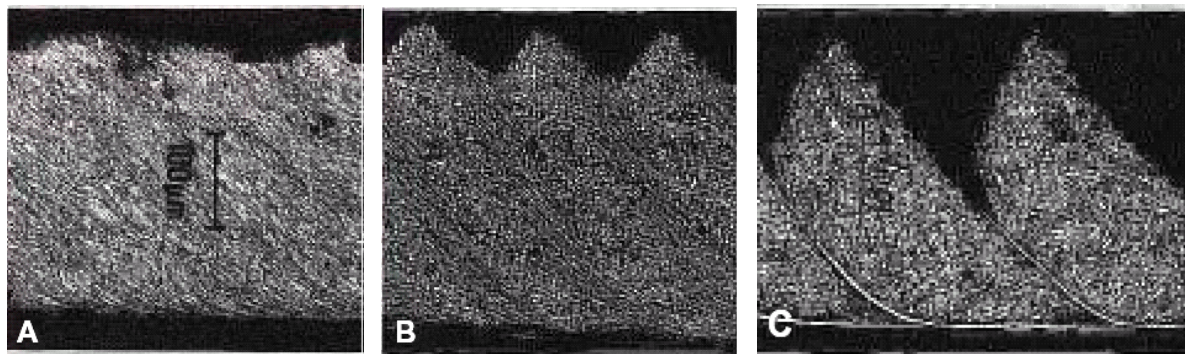


Figure 16 : Description des interactions pièce - outil - copeau

Pour les métaux, le processus de formation du copeau est essentiellement basé, sur des déformations plastiques. Selon les conditions de coupe et le couple outil/matière considéré, on rencontre trois familles de copeaux [26, 30]. Le Calvez propose la classification suivante (Figure 17) :



A : copeau continu

B : copeau segmenté

C : copeau dentelé

Figure 17 : Différents types de copeaux rencontrés [26]

- le copeau continu. Ce copeau s’observe dans des conditions de coupe stationnaire (ou quasi-stationnaire) (Figure 17-A),
- le copeau segmenté, composé d’éléments plus ou moins connectés entre eux, résultant de la variation périodique de la couche superficielle ; ce qui conduit à des zones alternées de déformations locales très peu cisillées. On l’appelle également, copeau de transition [29] (Figure 17-B),
- le copeau dentelé ou festonné. Il se forme par déformation plastique jusqu’à ce que la contrainte de cisaillement dans la zone primaire de déformation (Figure 16) atteigne la limite à la rupture du matériau. Les discontinuités apparaissent sous l’effet de la rupture du matériau (Figure 17-C).

Le phénomène de formation du copeau, par le caractère variable et périodique de la contrainte de cisaillement dans les zones de déformation plastique, est donc une source possible d’excitation.

- *l'effet friction, Le talonnement.*

Des études récentes, dans le domaine de la dynamique non linéaire des machines, montrent l'importance des frottements secs et des contacts intermittents entre l'outil, le copeau et la pièce, sur le comportement dynamique du système pièce/outil/machine [31, 32].

L'effet friction se caractérise par une énergie d'excitation qui est due, à la fois, aux frottements entre la pièce et la face en dépouille de l'outil (c'est le talonnement), et aux frottements entre le copeau et la face de coupe de l'outil. Ces deux phénomènes de contact font apparaître des vibrations au sein de la coupe, mais n'ont pas les mêmes influences sur son comportement dynamique.

Le talonnement est dû à l'interférence entre la face en dépouille de l'outil et les ondulations de la surface nouvellement usinée. Ce concept a été introduit, pour la première fois, par Albrecht [33], observé par Cook [34] et expérimentalement prouvé par Bailey [35].

Les efforts de talonnement, sont généralement localisés aux environs de la pointe de l'outil et jouent un rôle important dans le processus de coupe dynamique. En effet, la composante de cette force possède un caractère amortissant et stabilisant sur le processus de coupe [36].

- *la variation de la géométrie de coupe instantanée.*

En coupe stationnaire, il est admis [37, 38] que la pente de la surface à usiner a une influence sur l'angle de cisaillement (Figure 18) et donc sur le processus de formation du copeau. En effet, pour un angle de coupe donné, l'angle de cisaillement augmente avec l'augmentation de la pente.

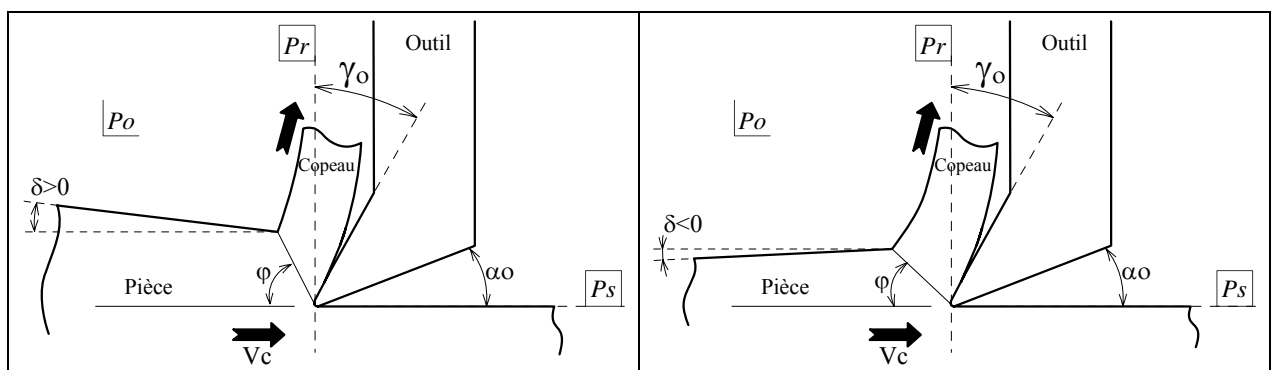


Figure 18 : Influences, en coupe stationnaire, de la pente δ de la surface à usiner sur l'angle de cisaillement φ [37].

On connaît aussi l'influence de l'angle de coupe γ_o et de l'angle de dépouille α_o sur l'angle de cisaillement φ , en coupe stationnaire, par la formule de Merchant (1-14) :

$$(1-14) \quad \varphi = \frac{\pi}{4} + \frac{\gamma_o - \alpha_o}{2}$$

En coupe dynamique, les vibrations génèrent une surface ondulée, de ce fait, la pièce se présente devant l'outil avec une pente variable par rapport à la direction de coupe. La matière aborde la face de coupe avec un angle d'attaque instantané γ' qui varie autour de l'angle de coupe nominal γ_o . De la même manière, l'angle de dépouille instantané α' oscille autour de sa valeur nominale α_o (Figure 19). La variation de ces angles provoque des oscillations de la bande de cisaillement et donc des variations des efforts de coupe [38, 39].

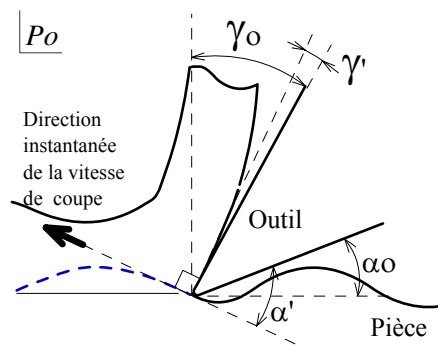


Figure 19 : Représentation de la variation instantanée des angles de coupes γ' et α' . γ_o et α_o sont respectivement l'angle coupe nominale et l'angle de dépouille nominale dans le plan de section orthogonal P_o [38, 39].

Remarque : en toute rigueur, les angles γ_o et α_o sont dans ce cas les angles en travail γ_{oe} et α_{oe} .

- les hétérogénéités du matériau usiné.

Certains auteurs [2-4] considèrent que l'une des principales sources de vibrations est la présence de non-homogénéité microscopique au sein du matériau à usiner.

Les travaux de Zhang [3, 4], montrent que la variation des efforts de coupe peut être attribuée, en grande partie, aux variations locales de la

dureté du matériau dues principalement à la nature hétérogène de la matière.

Ce sont ces différences de dureté qui entraînent des variations dynamiques des efforts spécifiques de coupe durant l'usinage [2].

1.3.2.3. Les vibrations auto-excitées (le broutage ou « chatter »).

Nous avons pu voir précédemment que de nombreux phénomènes ont été étudiés comme étant sources de vibrations et d'instabilités lors des opérations d'usinage. Cependant, la plupart des auteurs semblent s'accorder sur le fait que les vibrations auto-excitées ou broutage constitue le phénomène le plus critique que l'on puisse rencontrer. C'est pourquoi les vibrations auto-excitées ont été sources de nombreuses études au siècle dernier et le sont encore actuellement [40, 41]. Ces études mettent en avant deux causes de vibrations auto-excitées : la régénération de la surface et le couplage des modes.

- *La régénération de la surface.*

Au cours d'une phase d'usinage, la matière est enlevée par des passes successives (correspondant, en tournage, à chaque tour de la pièce). Durant chaque passe, de nombreux phénomènes, dont nous venons de dresser la liste, perturbent la coupe. Ces phénomènes, par les variations des efforts de coupe qu'ils provoquent, excitent les vibrations du système Pièce/Outil/Machine (POM) (Figure 20). Puis, elles sont entretenues par les ondulations laissées sur la surface usinée à la passe précédente $y(t-T)$. Le déphasage ε , qui existe entre les ondulations laissées par ces deux passes successives, induit une épaisseur de copeau non déformé instantanée $h(t)$ variable dont dépend le niveau des efforts de coupe. Le système est ainsi auto-excité.

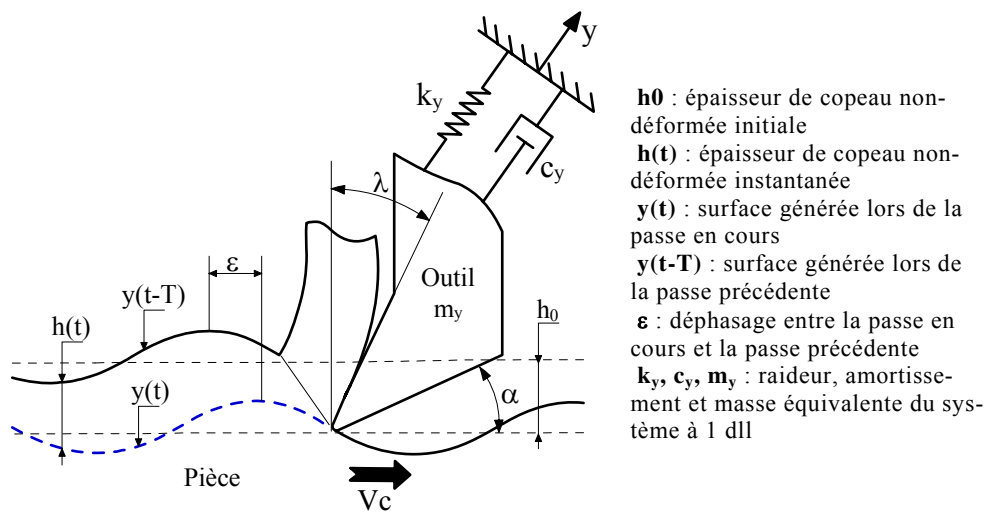


Figure 20 : Schématisation du phénomène de régénération de la surface.

- *Le couplage des modes directionnels.*

L'effet du couplage des modes, introduit par Tlustý [40], qui considère le broutement comme un couplage entre deux modes orthogonaux de l'outil, ou de la pièce, sous l'effet des efforts de coupe. Ce couplage engendre un mouvement relatif elliptique de l'extrémité de l'outil par rapport à la pièce, provoquant ainsi un déséquilibre des conditions d'usinage pouvant entraîner une instabilité [36].

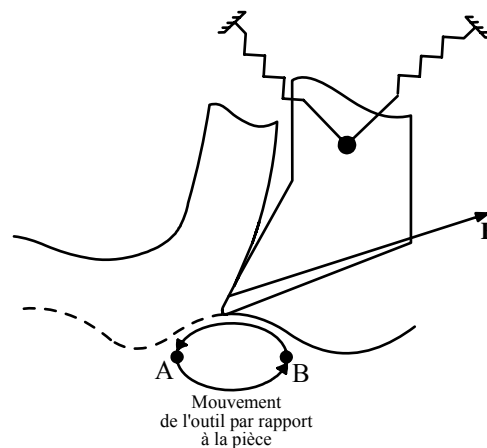


Figure 21 : Effet du couplage des modes directionnels [42, 43]

La Figure 21 montre un outil possédant deux modes vibratoires. La partie BA de la trajectoire correspond à une dissipation d'énergie de l'outil dans la coupe, car l'outil « avance » dans la matière et assiste le

processus de coupe. En revanche, la partie AB correspond à une dissipation d'énergie de la coupe dans l'outil. La profondeur de coupe au cours de la partie AB est supérieure à la profondeur de coupe au cours de la partie BA. Il en résulte une accumulation d'énergie dans l'outil. En fonction de la forme de l'ellipse (donc des conditions de coupe), l'outil dissipera l'énergie superflue en vibrant à la fréquence à laquelle il peut en amortir le plus (c'est à dire à sa fréquence naturelle). Si l'amortissement est suffisant, l'usinage sera stable sinon il sera instable [42, 43].

1.4 Méthodes limitant les effets des vibrations.

Nous avons vu que les sources de vibrations pouvant influencer l'usinage sont nombreuses, mais la plupart d'entre elles, considèrent que l'effet régénératif est le plus critique pour l'apparition d'instabilité. C'est pourquoi, les études proposant des méthodes pour limiter les effets néfastes des vibrations sont principalement basées sur le principe de la régénération de la surface.

On pourrait classer ces méthodes en deux familles :

- Les méthodes prédictives, qui se basent sur des modèles plus ou moins complexes afin de déterminer les limites entre des conditions d'usinage stables et des conditions instables,
- Et les méthodes qui cherchent à contrôler les vibrations en agissant de manière active ou passive sur le système lui-même.

1.4.1 Les méthodes prédictives.

Parmi les méthodes permettant de prédire les conditions d'apparition de vibrations auto-excitées, on peut distinguer deux familles : les méthodes numériques et les méthodes mathématiques.

Parmi les méthodes numériques, on trouve principalement deux approches : l'approche périodique ou analytique et l'approche temporelle. Les méthodes mathématiques, quant à elles, concernent essentiellement

l'étude des propriétés des équations différentielles à délai (DDE : Delay Differential Equation) et notamment l'étude des bifurcations [31, 32, 44]. Dans cette partie, nous traiterons uniquement les méthodes numériques qui sont les plus utilisées.

1.4.1.1. L'approche périodique ou analytique.

L'approche périodique a été développée par Tlustý et Poláček [40], Tobias [45] et Merritt [46] dans les années 1960. Son principe est d'étudier la stabilité du processus en supposant celui-ci périodique et en faisant comme première hypothèse, que pour des écarts petits vis-à-vis du cycle de stabilité (petites vibrations), les effets seront également petits (petites variations des efforts de coupe). Un modèle linéarisé est ainsi construit sur lequel une étude théorique de stabilité est menée. Cette approche est reprise dans de nombreux écrits [24, 36, 43, 47, 48]. Elle introduit de nombreuses simplifications permettant de diminuer la complexité des équations : on se place dans le cas simple de la coupe orthogonale (Figure 22) ; la machine est considérée parfaite (de rigidité infinie) et l'outil est assimilé à un système masse-ressort dont les modes sont découplés. L'effort de coupe est pris en fonction de la section du copeau et de la pression spécifique de coupe qui dépend du matériau.

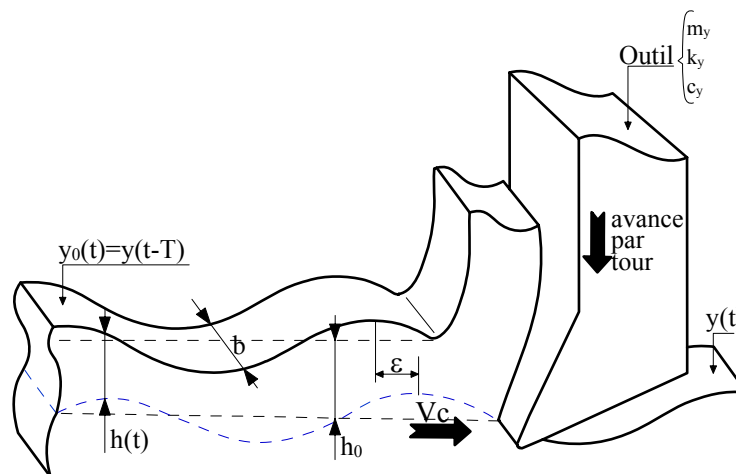


Figure 22 : Représentation de la coupe orthogonale

Le mouvement du système est gouverné par l'équation différentielle (1-15) :

$$(1-15) \quad m_y \cdot \ddot{y}(t) + c_y \cdot \dot{y}(t) + k_y \cdot y(t) = F(t) = K \cdot b \cdot h(t)$$

où m_y , k_y et c_y sont les caractéristiques dynamiques de notre système permettant de déterminer la pulsation propre de notre système $\omega_n = \sqrt{k_y / m_y}$, son taux d'amortissement $\xi_n = c_y / 2\sqrt{k_y \cdot m_y}$ et sa rigidité équivalente k_y .

F est l'effort supposé proportionnel à la pression spécifique K, à la largeur de coupe b et à l'épaisseur de copeau non déformé h(t) donnée par (1-16) :

$$(1-16) \quad h(t) = h_0 + [y(t-T) - y(t)]$$

où h_0 est l'épaisseur moyenne du copeau non déformé qui est égale à l'avance radiale de l'outil et $[y(t-T) - y(t)]$ est le complément d'épaisseur dû au déplacement actuel y(t) et à l'ondulation y(t-T) de la surface libre provoquée à la passe précédente, où T est la période d'une révolution.

On définit la fonction de transfert $\Phi(s)$, tel que $F = \Phi(s) \cdot Y$, de notre système usinant. Il est alors possible de modéliser le problème (Figure 22) par un schéma bloc (Figure 23) où les paramètres de la coupe dynamique (y(t), $y_0(t)$, h(t), $h_0(t)$, F(t) définis sur la Figure 22) sont écrits dans le domaine de Laplace.

Pour un système à un degré de liberté, la fonction de transfert $\Phi(s)$ est donnée par (1-17).

$$(1-17) \quad \Phi(s) = \frac{\omega_n^2}{k_y (s^2 + 2 \cdot \xi_n \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2)}$$

L'étude de la stabilité de ce système (Figure 23) par le critère de Nyquist, permet de déterminer les conditions de coupe entraînant l'apparition du broutage.

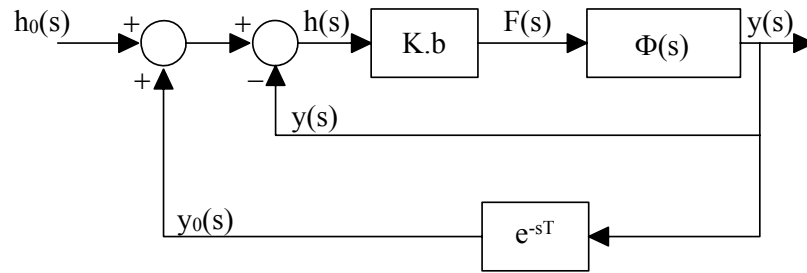


Figure 23 : Schéma bloc du processus de coupe dynamique.

On montre [47] que la limite de stabilité du système est donnée par les relations (1-18) et (1-19), valables uniquement lorsque la partie réelle de $\Phi(s)$ est négative. On a :

$$(1-18) \quad N = \frac{60 \cdot \omega_n}{2 \cdot n \cdot \pi + 3 \cdot \pi + 2 \cdot \Psi(\Phi(j \cdot \omega_c))}$$

où Ψ est l'argument de $\Phi(j \cdot \omega_c)$ en radians.

$$(1-19) \quad b_{\text{lim}} = -\frac{1}{2 \cdot K \cdot \text{Re}(\Phi(j \cdot \omega_c))}$$

L'approche périodique est à la base de la théorie des lobes de stabilité [38, 47, 48] qui donne en fonction de la vitesse de rotation de la broche N et de la largeur de coupe b , des zones où l'usinage est supposé stable. Les résultats de cette approche sont tout à fait acceptables et d'une utilisation industrielle [47, 49] tant que les hypothèses restent valables. Les limites de ces hypothèses sont cependant souvent rencontrées lors de phases de finition où la moindre vibration de l'outil engendre des variations importantes de l'épaisseur de copeau (par rapport aux épaisseurs nominales) et donc de très fortes variations des efforts de coupes. La linéarisation du modèle n'est alors plus réaliste [50].

1.4.1.2. L'approche temporelle.

L'approche temporelle permet de décrire l'évolution du système au cours du temps. Elle ne fait pas d'hypothèse de périodicité et prend en compte l'histoire complète de l'évolution du système usinant et de la pièce usinée. Elle est basée sur un processus de résolution incrémentale qui nécessite une mise en œuvre numérique coûteuse en temps de calcul [51, 52]. La prise en compte de tous les phénomènes non-linéaires intervenant lors de la coupe est potentiellement possible. Cependant, cette modélisation demande une description géométrique de la pièce et des interactions outil-pièce qui induit des algorithmes très élaborés et coûteux en temps. Il est donc nécessaire de faire un compromis entre la complexité de la modélisation géométrique, celle des phénomènes pris en compte et le temps de calcul.

On retrouve différents modèles de ce type dans la littérature [36, 48, 50], que nous ne détaillerons pas dans la mesure où ces approches sortent du cadre de notre étude.

1.4.2 Les méthodes de contrôle.

Partant du principe que les caractéristiques de la machine sur laquelle l'usinage sera effectué sont fixées, plusieurs auteurs ont développé des méthodes limitant le phénomène de broutage. Différentes solutions ont été envisagées :

- l'ajout d'éléments actifs ou passifs permettant l'amortissement des vibrations dès l'apparition de celles-ci [25, 53-56],
- l'adaptation de la longueur de l'outil pour que la vitesse de rotation souhaitée de la broche se situe dans une zone de coupe stable. Cette méthode est connue sous le nom de « tool tuning » [57],
- La modulation continue de la vitesse de rotation de la broche pour éviter l'installation et le développement de l'effet régénératif [58-60].

Les méthodes citées ici nous montrent que les problèmes de vibrations sont très importants en usinage mais qu'il existe des solutions pour les appréhender. Les méthodes de contrôle donnent de bons résultats et sont industriellement simple à mettre en œuvre. Les autres, les méthodes prédictives, permettent une meilleure compréhension des phénomènes, mais sont quant à elles très difficiles à faire entrer dans les ateliers d'usinage.

2. Essais préliminaires

2.1 CONCEPT DU COUPLE OUTIL-MATIERE.

2.2 DETERMINATION DE CONDITIONS ACCEPTABLES ET STABLES.

2.2.1 Déroulement expérimental.

2.2.2 Détermination de la plage de fonctionnement.

2.2.3 Conclusion partielle et choix de conditions de coupe.

Notre étude ne portant pas sur l'influence des paramètres de coupe sur l'état de surface obtenus, nous avons procédé à des essais préliminaires afin de déterminer des conditions (vitesse de coupe, avance par tour et profondeur de passe) stables et acceptables.

Les conditions sont jugées acceptables si la forme et la couleur des copeaux sont constantes et répétitives, si le niveau d'énergie spécifique de coupe, la durée de vie et l'état de surface obtenus sont compatibles avec l'usage attendu et si l'outil ne présente pas d'usure catastrophique ou accélérée.

Elles sont considérées comme stables si une variation de faible amplitude de l'un ou plusieurs des paramètres de coupe permet de trouver un point de fonctionnement acceptable [61].

Pour déterminer ces conditions stables et acceptables, nous nous sommes appuyés sur la méthodologie du Couple Outil-Matière, communément appelée COM (Norme ANOR NF E66-520-4 pour le tournage [62]).

Dans ce chapitre, nous présentons le concept du COM en tournage puis nous exposons les objectifs, le déroulement expérimental ainsi que les résultats des essais préliminaires.

2.1 Concept du Couple Outil-Matière

Dans le milieu industriel ainsi que dans les laboratoires de recherche, pour les processus d'usinage par outil coupant, la principale préoccupation est de déterminer les paramètres de coupe optimaux. Dans un souci de rationalisation du nombre d'essais, de diminution des temps de mise en œuvre des expériences et des coûts, une des méthodologies utilisées est celle du Couple Outil-Matière (COM) [62].

Cette méthodologie repose sur la définition et la considération d'un couple constitué du matériau qu'on souhaite usiner et de l'outil qu'on envisage d'utiliser pour l'usinage.

Déterminer un COM consiste à rechercher des plages d'utilisation des paramètres de coupe (domaine de fonctionnement), des relations entre ces paramètres (paramètres de liaison) et des paramètres prenant en compte les moyens de production (paramètres auxiliaires). Le domaine de fonctionnement est défini par les limites de tous les paramètres d'utilisation de l'outil (bornes minimum et maximum de la vitesse de coupe V_c , de l'avance par tour f , de la profondeur de passe a_p et la durée de vie T) en les considérant indépendants les uns des autres. Les paramètres de liaisons (section de coupe, débit copeau, déformation et couple autorisés, exposants et constantes du modèle de Taylor) décrivent les interactions des paramètres limites, sachant qu'on ne peut utiliser tous les paramètres limites à leur maximum et/ou minimum en même temps. Enfin, les paramètres auxiliaires permettent, en fonction des caractéristiques des moyens de production, de transposer les conditions de coupe, par la voie du calcul, dans des environnements voisins.

La Figure 24 schématise l'ensemble des étapes d'obtention d'un COM [62] et leur séquençement, dans le cas du tournage. Les données d'entrée décrivent les matériaux usinés et usinants ainsi que la géométrie de l'outil de coupe. Les données de sortie sont les valeurs limites (minimum et maximum) de chacun des paramètres de coupe ($V_{c\ min}$, $V_{c\ max}$, $f_{\ min}$, $f_{\ max}$, $a_{p\ min}$, $a_{p\ max}$, $T_{\ min}$, $T_{\ max}$) et les paramètres auxiliaires K_{ref} et m_c . Dans le cas du tournage, l'obtention de ces données de sortie s'effectue au travers de cinq activités principales (A1 à A5) :

- A1 : Déterminer le point de qualification
- A2 : Déterminer la plage de vitesse de coupe
- A3 : Déterminer la zone de fragmentation
- A4 : Quantifier l'usure
- A5 : Déterminer les paramètres auxiliaires.

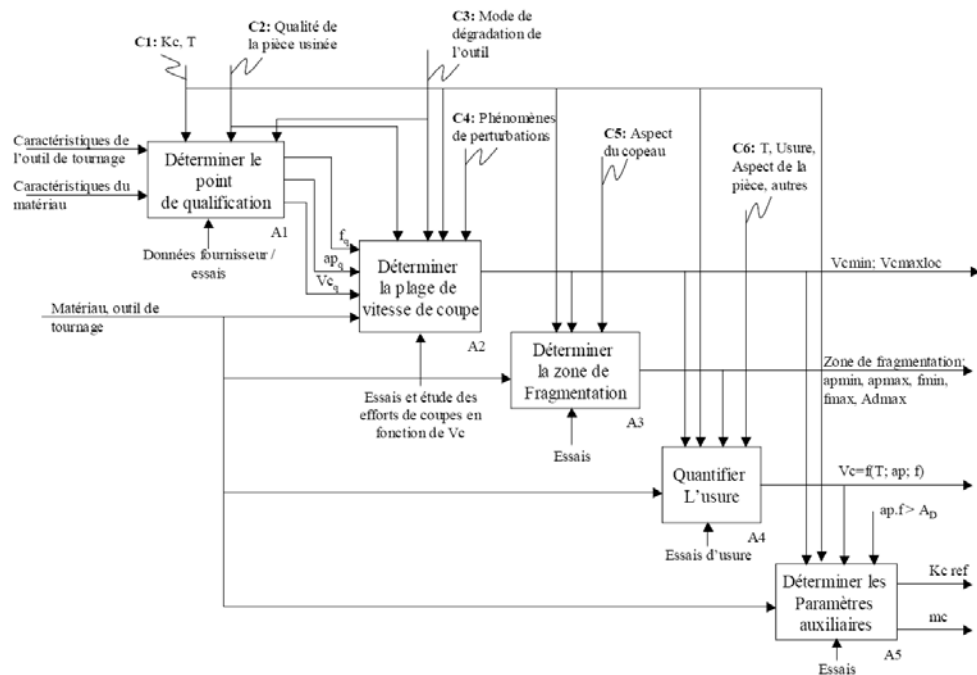


Figure 24 : Analyse fonctionnelle descendante (SADT) Niveau A0-Déterminer un COM en tournage [63]

2.2 Détermination de conditions acceptables et stables.

Cette partie traite du protocole expérimental mis en place et des résultats des essais préliminaires que nous avons réalisés.

Ces premiers essais avaient pour principal objectif de déterminer des conditions de coupe acceptables et stables pour une opération de tournage de super finition de cuivre CuC_2 . Une première étape nous a permis de déterminer un point de qualification et une plage de fonctionnement, en nous appuyant partiellement sur la démarche normalisée du COM (activités A1 et A2). Puis, une seconde étape nous a permis de valider la plage de fonctionnement déterminée, dans une autre configuration d'usinage (machine différente et moyen de mesure différent). Enfin, lors d'une troisième étape, nous avons déterminé des conditions stables et acceptables vis à vis de l'état de surface obtenu.

Dans les paragraphes suivants, nous définissons les conditions et les moyens mis en œuvre pour la réalisation de ces trois étapes puis nous analysons les résultats obtenus.

2.2.1 Déroulement expérimental.

Les essais ont été réalisés sur des éprouvettes de cuivre CuC_2 (Figure 27, Figure 29, Figure 30). Le choix de ce matériau correspond au besoin du CEA de Valduc. Le CEA a également orienté le choix concernant l'outil utilisé. Ce dernier est constitué d'un porte-plaquette ARNO de type SVJCL 2020H16 et de plaquettes ARNO en carbure, de nuance AK10 et de type VCGT 160404 FN-ALU (Figure 25). Pour lui assurer la meilleure rigidité possible, la sortie d'outil a été prise la plus faible possible (env. 40mm).



Figure 25 : Outil de tournage (porte-plaquette + plaquette)

Nous avons acquis les accélérations au niveau de l'outil dans les deux directions principales que sont la direction de l'avance (Z) et la direction de la coupe (Y). L'acquisition est réalisée à l'aide de deux accéléromètres Brüel & Kjær de type 4394 (Figure 26), reliés à une centrale d'acquisition Brüel & Kjær de type 5060C. Le traitement et les analyses sont effectués par l'intermédiaire du logiciel Brüel & Kjær « PULSE ».

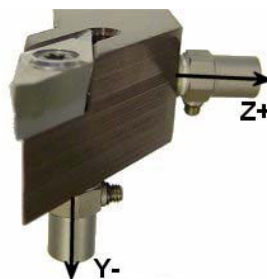


Figure 26 : Position des accéléromètres sur l'outil

Les conditions des trois étapes sont définies dans la suite :

La première étape s'est déroulée sur le site de l'ENSAM de Cluny. Nous avons utilisé un tour à commande numérique SOMAB T400. L'éprouvette était un cylindre de cuivre CuC₂ de diamètre Φ80mm (Figure 27), serré dans un mandrin hydraulique à 3 mors. Les essais ont été réalisés sous micro-lubrification avec une huile TOTAL Valona MS 8035F, spéciale métaux non-ferreux.



Figure 27 : Éprouvette de cuivre CuC₂ utilisée lors de la première étape.

En nous appuyant sur la méthodologie du COM, nous avons réalisé des passes de chariotage durant lesquelles nous avons étudié l'évolution de la pression spécifique de coupe K en fonction, d'une part de la vitesse de coupe V_c , et d'autre part de l'avance par tour f . La pression spécifique de coupe est obtenue indirectement, par la mesure de l'effort de coupe F_c , en utilisant la formule (2-1).

$$(2-1) \quad K = \frac{F_c}{f \cdot a_p}$$

où $(f \cdot a_p)$ représente la section de copeau usinée.

Les conditions de coupe utilisées sont résumées dans le Tableau 6.

Conditions expérimentales		
	Détermination de V_c min	Détermination de f min
V_c	de 80m/min à 380m/min	140m/min
f	0.04mm/tr	de 0.005mm/tr à 0.08mm/tr
a_p	0.04mm	0.04mm

Tableau 6 : Conditions expérimentales de l'étape 1 des essais préliminaires

La deuxième étape s'est déroulée sur le site du CEA de Valduc. Nous avons utilisé un tour à commande numérique SOMAB T450 (Figure 28). L'éprouvette était un cylindre de cuivre CuC_2 de diamètre $\Phi 140mm$, vissée directement sur un faux plateau pour nez de broche (Figure 29).



Figure 28 : Tour SOMAB T450 sur le site du CEA

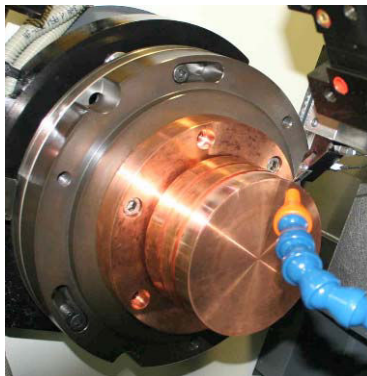


Figure 29 : Éprouvette de cuivre CuC_2 utilisée lors de la deuxième étape

Les essais ont été réalisés sous lubrification à l'huile soluble CONDAT MECAGREEN 530.

Nous avons, comme lors de la première étape, étudié l'évolution de la pression spécifique de coupe K en fonction de la vitesse de coupe V_c , et de l'avance par tour f . Par contre, la pression spécifique de coupe K est obtenue indirectement par la mesure de la puissance de coupe P_c , mesurée à la broche, en utilisant la formule (2-2).

(2-2)

$$K = \frac{P_c}{V_c \cdot f \cdot a_p}$$

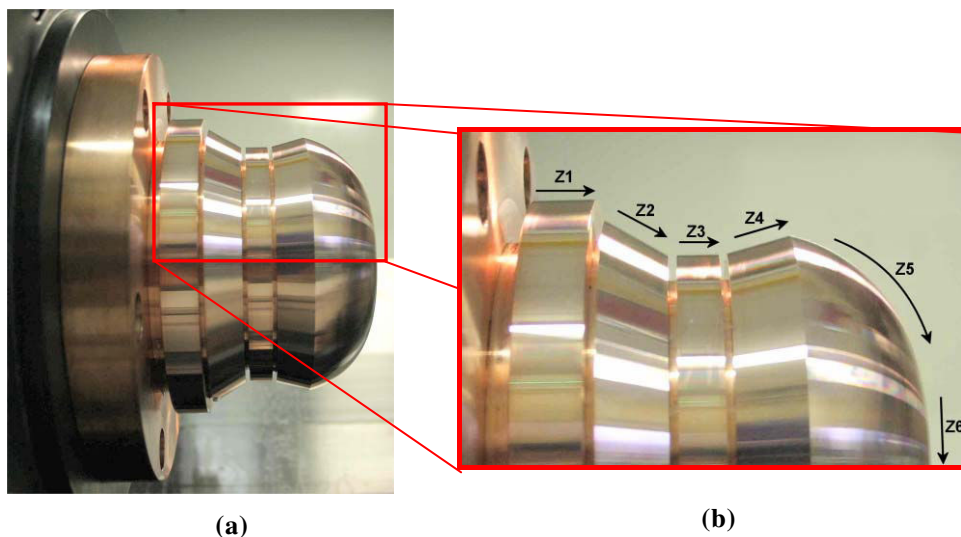
Les conditions de coupe utilisées sont résumées dans le Tableau 7.

Conditions expérimentales		
	Détermination de V_c min	Détermination de f min
V_c	de 60m/min à 200m/min	140m/min
f	0.04mm/tr	de 0.01mm/tr à 0.08mm/tr
a_p	0.04mm	de 0.02mm à 0.08mm

Tableau 7 : Conditions expérimentales de l'étape 2 des essais préliminaires

La troisième étape de ces essais s'est déroulée dans la même configuration expérimentale que l'étape deux, à l'exception de la forme de l'éprouvette. L'éprouvette (Figure 30 a et b) utilisée lors de cette étape a été conçu pour permettre l'étude de l'influence du type d'usinage : chariotage, dressage, usinage d'un cône, usinage de forme, sur l'état de surface et les vibrations. Pour l'étude, nous avons décomposé la surface en 6 zones correspondant chacune à un type d'usinage (Figure 30b) :

- Zone 1 : Chariotage
- Zone 2 : Cône descendant de pente 30°
- Zone 3 : Chariotage
- Zone 4 : Cône montant de pente 15°
- Zone 5 : Rayon
- Zone 6 : Dressage



**Figure 30 : a) Éprouvette de cuivre CuC₂ utilisée lors de la troisième étape
b) Définition des différentes zones d'étude**

Les conditions des tests, répertoriées dans le Tableau 8, ont été choisies de manière à respecter les résultats du COM partiel réalisé aux étapes 1 et 2 et dont les résultats seront détaillés par la suite.

A l'issue de chaque essai, les profils d'état de surface des zones 1, 2, 3, 4 et 6 de nos éprouvettes ont été mesurés à l'aide d'un capteur confocal STIL CHR 150N (Figure 31) et traités avec le logiciel TalyProfil Gold (conçu sur la base du logiciel Mountains de Digital Surf).

On remarquera que l'essai 8 a été réalisé au delà du domaine initiale afin d'évaluer le comportement au delà de 0.08mm.

Conditions expérimentales

N° de l'essai	Vc (m/min)	f (mm/tr)	a _p (mm)
1	140	0.04	0.04
2	140	0.08	0.04
7	140	0.02	0.04
8	140	0.1	0.04
3	140	0.04	0.08
4	140	0.04	0.02
5	220	0.04	0.04
6	80	0.04	0.04
9	140	0.04	0.04
10	140	0.04	0.04

Tableau 8 : Conditions expérimentales de l'étape 3 des essais préliminaires.

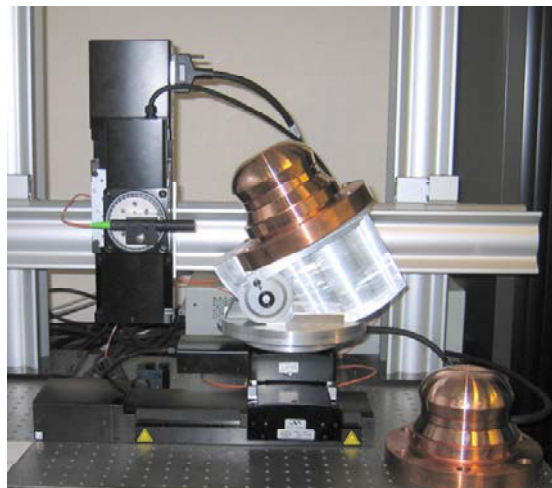


Figure 31 : Appareil de microscopie confocale muni d'un crayon optique STIL

Pour chaque zone, quatre profils, répartis angulairement tous les 90°, ont été relevés. Ensuite, des paramètres (§1.2.2) de rugosité (R_a , R_z) et d'ondulation (W), choisis en fonction des besoins et des habitudes du CEA, ont été calculés puis moyennés. Ces calculs ont nécessité le choix d'un filtre permettant de « séparer » l'ondulation de la rugosité. Le choix de ce filtre s'est fait en fonction du pas moyen des irrégularités du profil, qui dans notre cas du tournage est proche de l'avance par tour (f). Le Tableau 9 indique la longueur d'onde choisie en fonction de l'avance par tour f .

Avance par tour – f	Longueur de coupure du filtre – λ_c
0.02 mm/tr	0.08 mm
0.04 mm/tr	0.25 mm
0.08 mm/tr	0.8 mm
0.1 mm/tr	0.8 mm

Tableau 9 : Choix du filtre en fonction de l'avance par tour.

Les conditions expérimentales de chaque étape étant posées, nous allons exposer, dans la section suivante, comment ces trois étapes nous ont permis de déterminer une plage de fonctionnement acceptable et stable.

2.2.2 Détermination de la plage de fonctionnement.

2.2.2.1. Choix d'un point de qualification (A1).

Dans la démarche du COM, décrite précédemment, la première activité (A1) consiste à rechercher un point de qualification stable, répétable et permettant d'obtenir un bon état de surface. En tournage, ce point est défini par les trois paramètres : V_c (vitesse de coupe), f (avance par tour) et a_p (profondeur de passe). Cette détermination du point de référence est essentiellement basée sur l'expérience et le savoir-faire des usieurs, ainsi que sur les spécifications des fournisseurs d'outils.

Dans notre cas, l'expérience du CEA nous a permis de déterminer le point de référence suivant :

- $V_c=140\text{m/min}$
- $f=0.04\text{mm/tr}$
- $a_p=0.04\text{mm}$

2.2.2.2. Détermination de la plage de fonctionnement (A2).

2.2.2.2.1. Essais réalisés lors de l'étape 1 :

Afin de déterminer une plage de fonctionnement, l'activité A2 de la méthodologie du COM (§2.1) a été effectuée. Il s'agit d'étudier l'évolution de la pression spécifique de coupe K en fonction de la vitesse de coupe V_c et de l'avance par tour f . Il est alors possible de déterminer la vitesse de coupe minimale V_{cmin} ainsi que l'avance par tour minimale f_{min} pouvant être utilisées pour ce couple Outil-Matière.

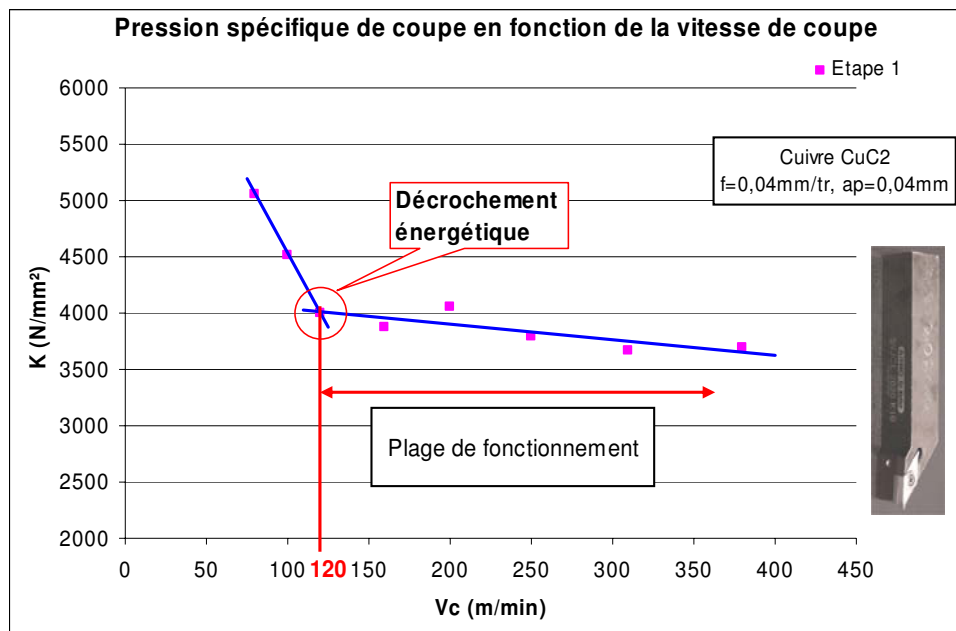


Figure 32 : Évolution de la pression spécifique de coupe en fonction de la vitesse de coupe. Étape 1 de nos essais préliminaires.

D'après le décrochement énergétique, visible sur la Figure 32, la vitesse de coupe minimale V_{cmin} est de 120 m/min.

La plage de fonctionnement se situe au-delà de cette vitesse de coupe minimale. Dans cette plage, la pression spécifique de coupe K est minimale et stable.

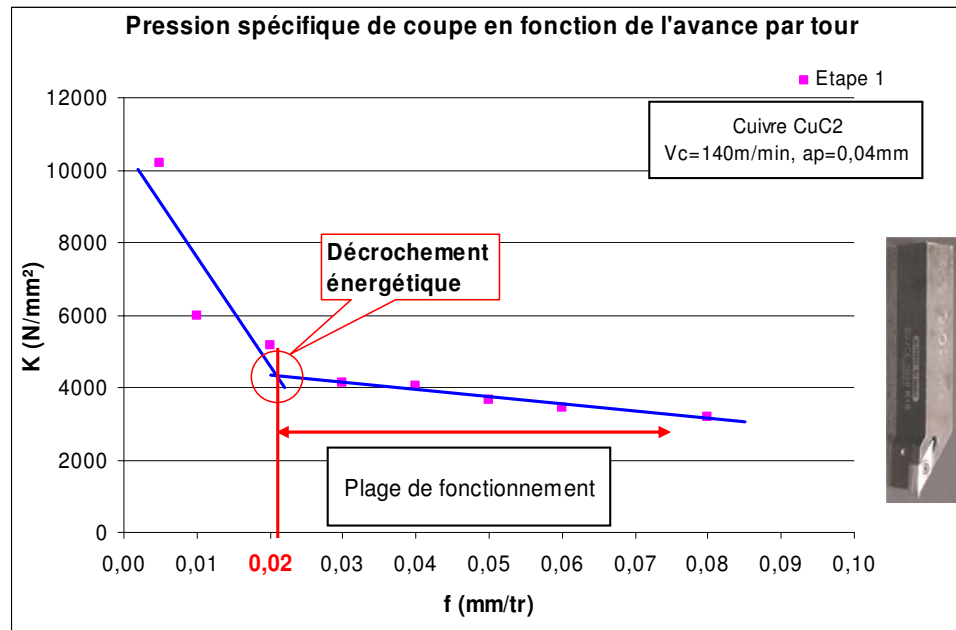


Figure 33 : Évolution de la pression spécifique de coupe en fonction de l'avance par tour. Étape 1 de nos essais préliminaires.

L'étude de la Figure 33 permet de déterminer que l'avance par tour minimale f_{min} , pour le couple Outil-Matière considéré, est de 0.02mm/tour.

La plage de fonctionnement se situe au-delà de cette avance par tour minimale. Dans cette plage, la pression spécifique de coupe K est minimale et stable.

L'étude de la Figure 32 et de la Figure 33, issue de la première étape des essais préliminaires, nous permet d'affirmer qu'il nous faut prendre une vitesse de coupe supérieure à 120m/min et une avance par tour supérieure à 0.02mm/tr pour se trouver dans des conditions de pressions spécifiques de coupe stables.

2.2.2.2.2. Essais réalisés lors de l'étape 2 :

Cette seconde étape va nous permettre de valider les choix effectués à l'issue de la première étape, dans une configuration d'usinage différente (machine différente, lubrification différente, moyen de mesure différent).

D'après les décrochements énergétiques, visibles sur la Figure 34 et la Figure 35, la vitesse de coupe minimale V_{cmin} est de 95 m/min et l'avance par tour minimale f_{min} est de 0.03mm/tr.

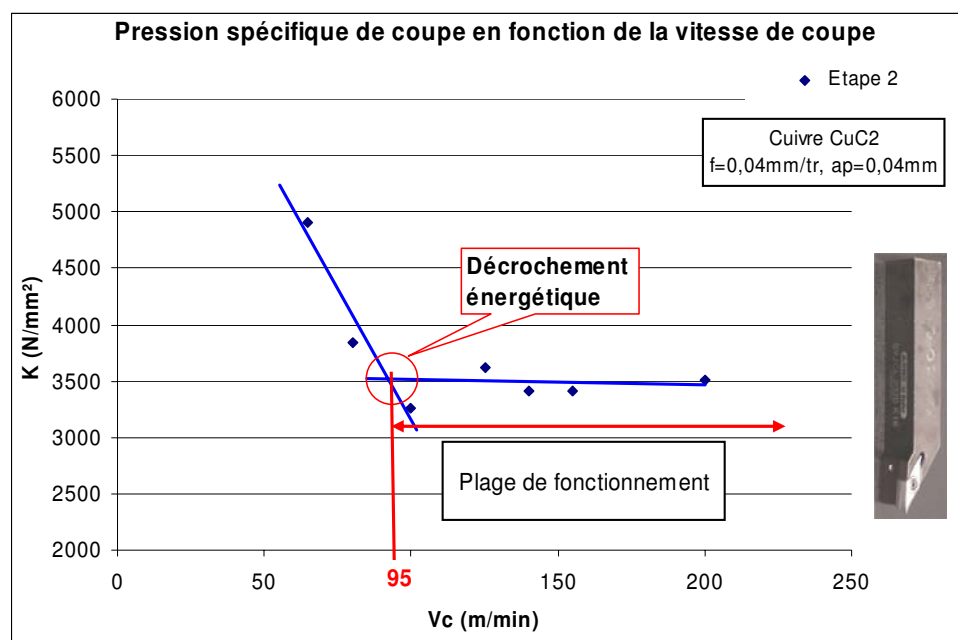


Figure 34 : Évolution de la pression spécifique de coupe en fonction de la vitesse de coupe. Étape 2 de nos essais préliminaires

Sur la Figure 35, nous avons superposé l'évolution de la pression spécifique de coupe K en fonction de l'avance par tour f , pour trois profondeurs de passes a_p différentes ($a_p = 0.02 mm$, $a_p = 0.04 mm$ et $a_p = 0.08 mm$). La stabilité de la pression spécifique de coupe K , vis-à-vis de la profondeur de passe a_p , dans la plage de fonctionnement donnée par la méthodologie du COM, nous permet de déduire que la plage de 0.02mm à 0.08mm est acceptable. Nous affinerons cette conclusion lors de l'étude des conditions par rapport aux états de surfaces obtenus.

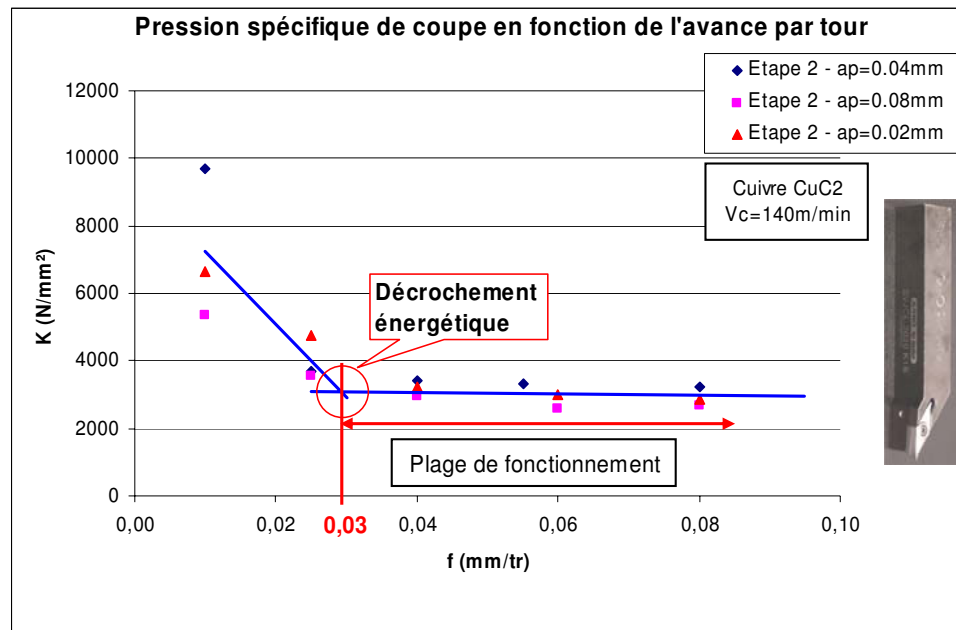


Figure 35 : Évolution de la pression spécifique de coupe en fonction de l'avance par tour. Étape 2 de nos essais préliminaires

2.2.2.2.3. Synthèse des étapes 1 et 2 :

Les deux premières étapes de ces essais préliminaires nous ont permis de déterminer une plage vitesse de coupe V_c et une plage d'avance par tour f . En prenant des paramètres de coupe à l'intérieur de ces plages, on se place dans des conditions stables par rapport à la pression spécifique de coupe. Ceci nous assure une influence limitée d'éventuelle variation de ces conditions. Pour cela il suffit de prendre $V_c > 120\text{m/min}$ et $f > 0.03\text{mm/tr}$.

Dans le paragraphe suivant, nous traiterons des résultats de la troisième étape des essais préliminaires. Celle-ci nous a permis de choisir des conditions (V_c , f et a_p) acceptables et stables par rapport à des critères d'état de surface.

2.2.2.3. Détermination de conditions acceptables et stables.

Lors de cette troisième étape, nous avons étudié l'influence des conditions de coupe sur les paramètres d'état de surface (§1.2.2) que sont : Ra, Rz et W.

Les conditions expérimentales de cette étape sont décrites au §2.2.1.

2.2.2.3.1. Influence de la vitesse de coupe V_c :

Les Figure 36 et 37 nous permettent de montrer que, quelle que soit la zone considérée, l'état de surface obtenue est stabilisé, au delà d'une vitesse de coupe de 140m/min.

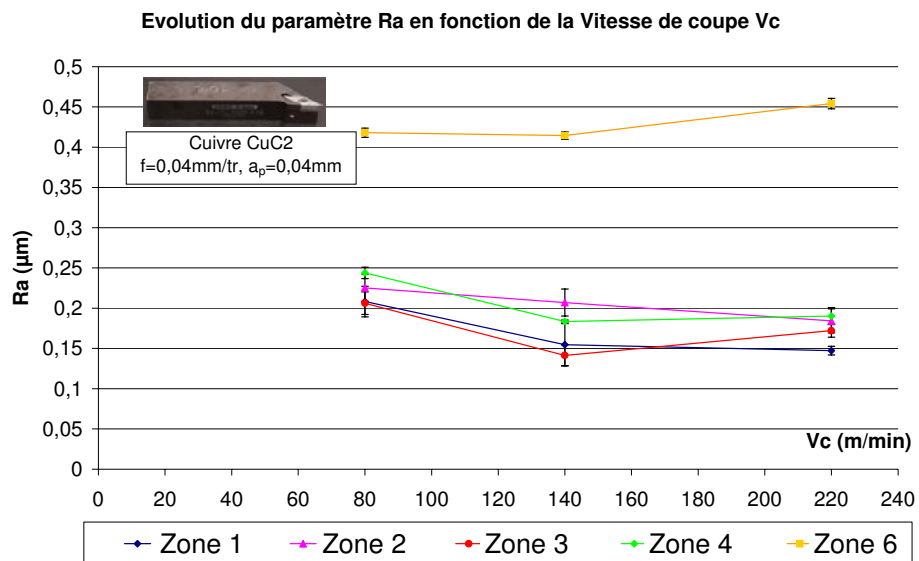


Figure 36 : Évolution du Ra en fonction de V_c

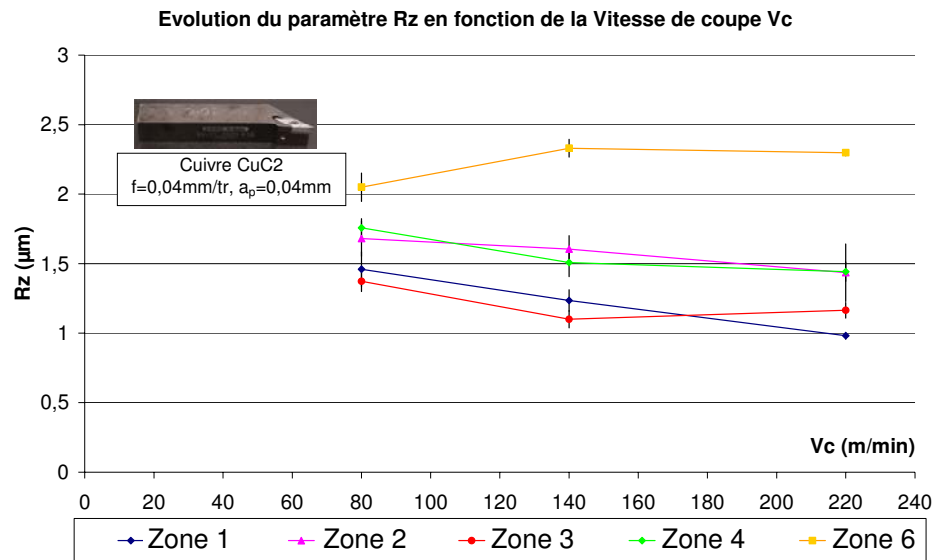


Figure 37 : Évolution du Rz en fonction de Vc

2.2.2.3.2. Influence de l'avance par tour f :

Les Figure 38, 39 et 40 mettent en évidence l'existence d'une gamme d'avance par tour permettant d'obtenir un état de surface stable dans les zones 1, 2 et 3, quel que soit le critère considéré. Dans les zones 4 et 6, l'état de surface croît avec l'avance par tour entre $f=0.04\text{mm/tour}$ et $f=0.08\text{mm/tour}$. Nous choisirons donc notre avance par tour dans la gamme stable des zones 1 à 3 et qui minimise l'état de surface dans les zones 4 et 6. C'est-à-dire $f=0.04\text{ mm par tour}$.

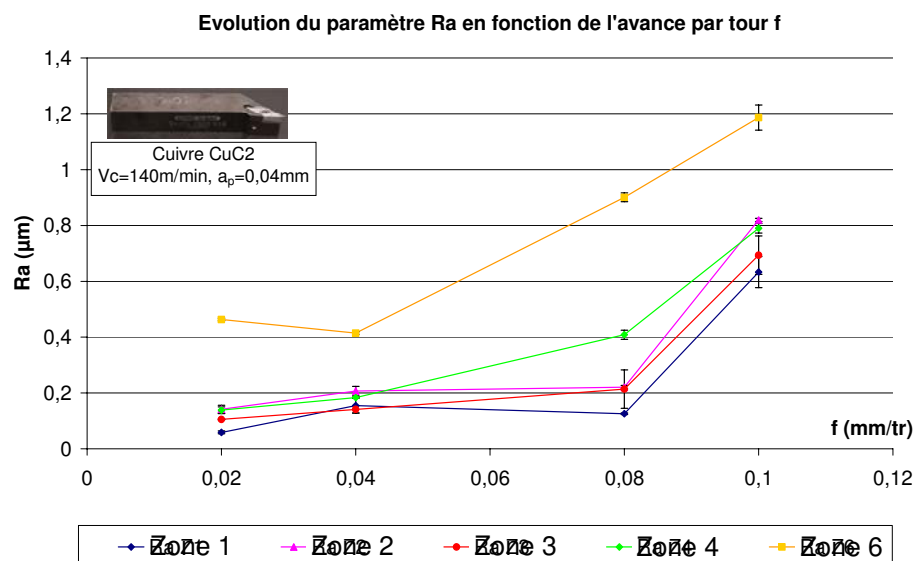


Figure 38 : Évolution du Ra en fonction de f

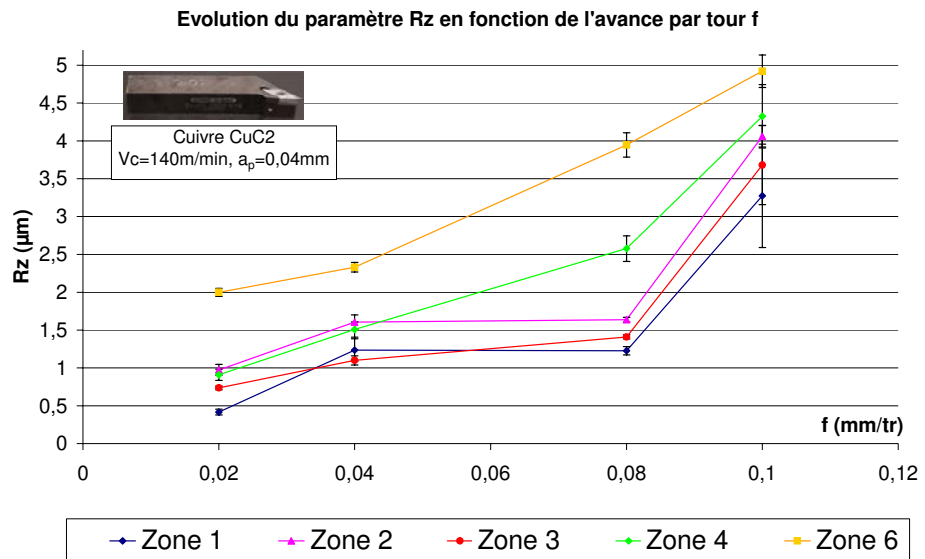


Figure 39 : Évolution du Rz en fonction de f

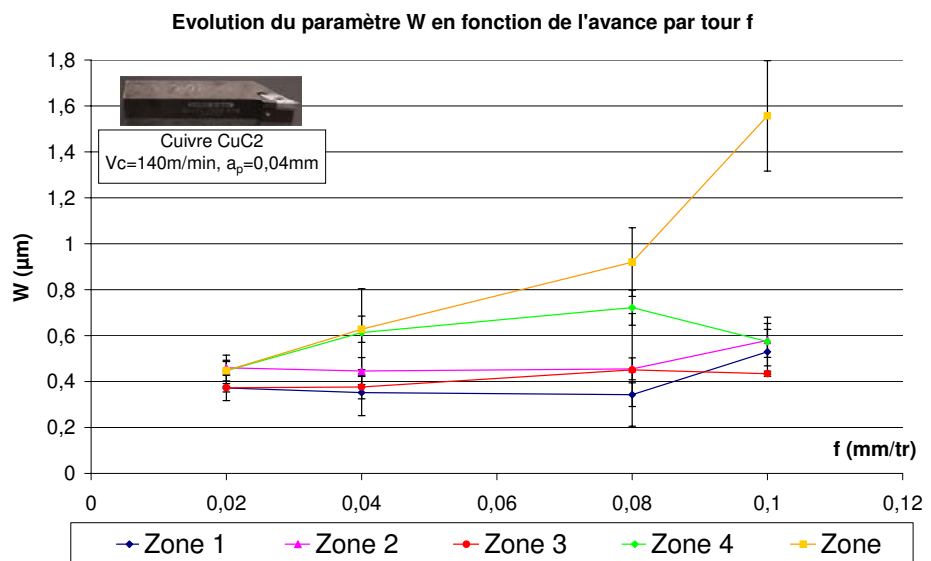


Figure 40 : Évolution du W en fonction de f

2.2.2.3.3. *Influence de la profondeur de passe a_p :*

Les Figure 41, 42 et 43 montrent que l'on obtient un état de surface stable dans toutes les zones et quel que soit le critère considéré pour une profondeur de passe supérieur à 0.04mm. On peut observer que pour la majorité des zones, l'état de surface diminue légèrement au delà de cette valeur. Nous choisirons donc une profondeur de passe supérieure à 0.04mm.

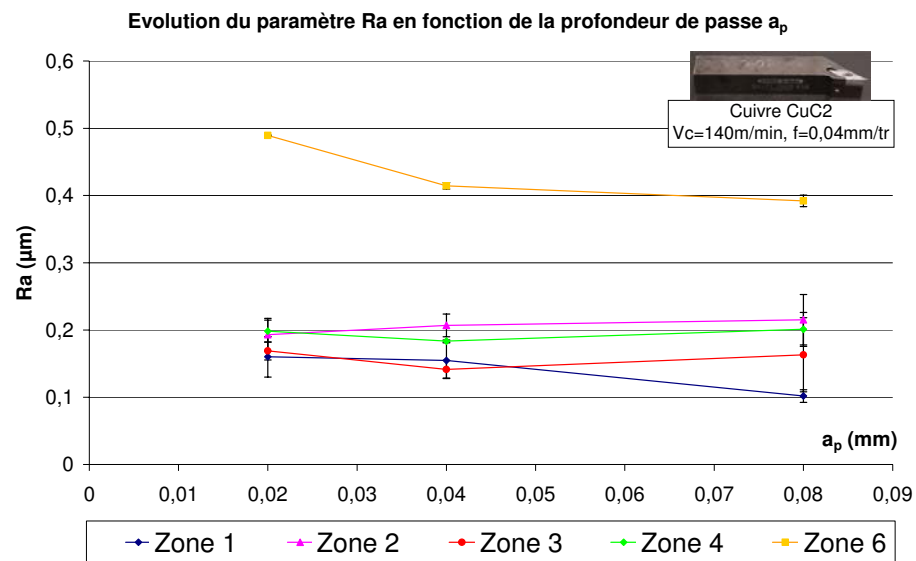


Figure 41 : Évolution du Ra en fonction de a_p

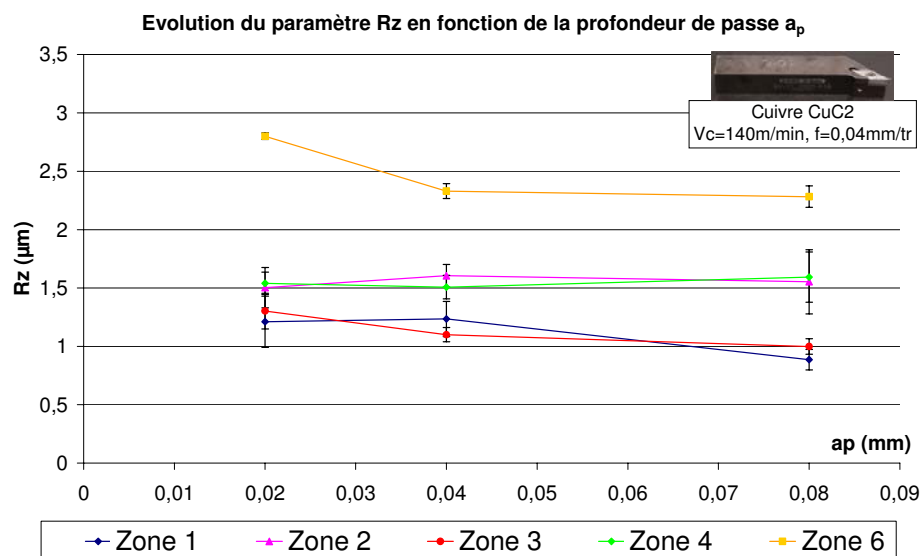


Figure 42 : Évolution du Rz en fonction de a_p

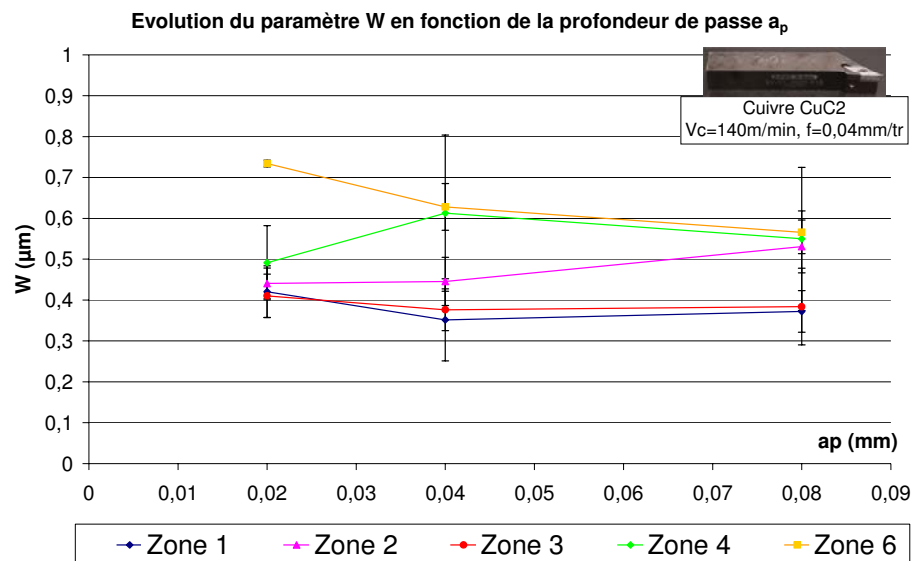


Figure 43 : Évolution du W en fonction de a_p

2.2.3 Conclusion partielle et choix de conditions de coupe.

Dans ce chapitre, nous avons recherché des conditions de coupe acceptables et stables par rapport à la pression spécifique de coupe et à des critères d'état de surface.

Nous avons déterminé par un COM que pour être dans des conditions stables par rapport à la pression spécifique de coupe, il fallait prendre une vitesse de coupe $V_c > 120 \text{ m/min}$ et une avance par tour $f > 0.03 \text{ mm/tr}$.

Ensuite, nous avons étudié les effets des paramètres de coupe V_c , f et a_p , dans des gammes compatibles avec la super finition, sur les critères d'état de surface que sont la rugosité arithmétique R_a , la hauteur maximale du profil de rugosité R_z et l'ondulation W . Cette étude a permis de déterminer des conditions stables par rapport aux critères d'état de surface : vitesse de coupe $V_c > 140 \text{ m/min}$, avance par tour $f = 0.04 \text{ mm/tr}$ et profondeur de passe $a_p > 0.04 \text{ mm}$.

Pour le choix de la profondeur de passe, nous avons choisi la profondeur de passe maximale nous permettant, en tenant compte de la géométrie de notre outil, d'usiner dans le rayon de bec de l'outil quelle que soit la zone.

Au regard de ces résultats, nous choisissons de prendre pour la suite de notre étude les conditions suivantes :

- $V_c=140\text{m/min}$
- $f=0,04\text{mm/tr}$
- $a_p=0,06\text{mm}$

3. Analyse fréquentielle

3.1 ANALYSE FREQUENTIELLE ET TRANSFORMATION DE FOURIER DISCRETE (TFD).

3.1.1 Définition de la série de Fourier.

3.1.2 La transformée de Fourier.

3.1.3 La transformée de Fourier discrète.

3.2 IDENTIFICATION FREQUENTIELLE AU MARTEAU D'IMPACT.

3.1.1 Définition de la série de Fourier.

3.1.2 La transformée de Fourier.

3.1.3 La transformée de Fourier discrète.

3.1.4 Relations temps-fréquences.

3.1.5 Algorithme de calcul de la transformée de Fourier discrète.

3.3 ÉTUDE FREQUENTIELLE.

3.3.1 Comparaison du spectre issue de l'usinage dans configuration 1 avec les FRF issues des tests d'impacts.

3.3.2 Influence de la lubrification sur le spectre de vibrations.

3.3.3 Influence de l'avance par tour sur le spectre de vibrations.

3.3.4 Représentation temps / fréquences.

3.4 CONCLUSION PARTIELLE.

Dans cette partie, nous présentons une étude fréquentielle réalisée lors des essais préliminaires. L'objectif de cette étude est de valider le choix (type, gamme, sensibilité) et la position de nos capteurs en étudiant leur sensibilité à des variations de conditions de coupe. En outre, nous avons utilisé ces essais pour discuter du choix d'une gamme fréquentielle d'étude intéressante.

Lors de cette étude, nous avons utilisé la transformée de Fourier discrète (TFD) comme technique de traitement du signal ; nous commencerons donc par définir la TFD. Nous avons réalisé des tests d'impact afin de pouvoir comparer les fonctions de réponses en fréquences (FRF) de notre outil avec les TFD des signaux acquis en cours d'usinage. Nous présenterons les tests d'impacts. Enfin, les résultats et les conclusions de cette étude fréquentielle seront exposés.

3.1 Analyse fréquentielle et transformation de Fourier Discrète (TFD).

Les méthodes d'analyse fréquentielle ou spectrale sont très répandues dans les études vibratoires. Elles permettent de mettre en évidence les composantes périodiques d'un signal. La transformée de Fourier est

plus particulièrement la transformée de Fourier discrète, est l'une des méthodes les plus usitées en analyse fréquentielle. Nous allons définir, dans le paragraphe suivant, les notions importantes concernant la transformée de Fourier.

3.1.1 Définition de la série de Fourier.

Le postulat de Joseph Fourier est que toute fonction $x(t)$, périodique de période $T = 1/f_0$, continues sur tout intervalle $[-T/2 ; T/2]$, intégrable et obéissant aux conditions de Dirichlet, peut-être représenté par une série trigonométrique dite série de Fourier. Les coefficients représentent alors le « niveau énergétique » (ou amplitude) de chacune des fréquences élémentaires.

Son développement en série de Fourier est donné par l'expression (3-1) :

$$(3-1) \quad x(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cdot \cos(2\pi \cdot n \cdot f_0 \cdot t)] + \sum_{n=1}^{\infty} [b_n \cdot \sin(2\pi \cdot n \cdot f_0 \cdot t)]$$

Les coefficients de Fourier a_0 , a_n et b_n se calculent par les expressions (3-2) et (3-3) :

$$(3-2) \quad a_0 = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cdot dt \quad ; \quad a_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cdot \cos(2\pi \cdot n \cdot f_0 \cdot t) \cdot dt, \quad \forall n \in \mathbb{N}^*$$

$$(3-3) \quad b_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cdot \sin(2\pi \cdot n \cdot f_0 \cdot t) \cdot dt, \quad \forall n \in \mathbb{N}^*$$

En pratique, cette représentation de la série de Fourier est remplacée par sa forme complexe donnée par l'expression (3-4) :

$$(3-4) \quad x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} C(j \cdot n) \cdot e^{j \cdot 2\pi \cdot n \cdot f_0 \cdot t}, \quad \forall n \in \mathbb{Z}$$

Les coefficients $C(j.n)$ sont alors complexes et sont déterminés par l'expression suivante :

$$(3-5) \quad C(j.n) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cdot e^{-j \cdot 2\pi \cdot n \cdot f_0 \cdot t} \cdot dt, \quad \forall n \in \mathbb{Z}$$

3.1.2 La transformée de Fourier.

En analyse, la théorie des séries de Fourier est limitée à l'étude des fonctions périodiques. Sa généralisation aux fonctions non-périodiques est la transformée de Fourier (TF).

Pour passer de la série à la transformée de Fourier, on considère qu'une fonction non-périodique est une fonction de période infinie. On constate alors que lorsque la période T tend vers l'infini, l'amplitude des $C(j.n)$, donnée par l'expression (3-5), diminue pour tendre vers zéro. Pour éviter l'annulation des $C(j.n)$, on considère l'expression (3-6) :

$$(3-6) \quad T \cdot C(j.n) = \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cdot e^{-j \cdot 2\pi \cdot n \cdot f_0 \cdot t} \cdot dt, \quad \forall n \in \mathbb{Z}$$

On a :

$$T \rightarrow \infty; \quad f_0 \rightarrow df; \quad n \cdot f_0 \rightarrow f; \quad T \cdot C(j.n) \rightarrow C(j.f)$$

La fonction $C(j.f)$ ainsi obtenue est la transformée de Fourier du signal $x(t)$ et est définie par l'expression (3-7) :

$$(3-7) \quad C(j.f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j \cdot 2\pi \cdot f \cdot t} \cdot dt$$

On définit la transformée inverse (TF⁻¹) par l'expression (3-8) :

$$(3-8) \quad x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} C(j.f) \cdot e^{j \cdot 2\pi \cdot f \cdot t} \cdot df$$

3.1.3 La transformée de Fourier discrète (TFD).

La transformée de Fourier discrète (TFD) s'introduit quand il s'agit de calculer la transformée de Fourier de signaux numériques de durée finie. Il s'en suit que la transformée de Fourier (3-7) doit être adaptée, d'une part en remplaçant le signal $x(t)$ par des nombres $x(n.T_e)$ qui représentent un échantillonnage de ce signal à la période T_e (discrétisation temporelle), et d'autre part en limitant l'ensemble des nombres sur lesquels portent les calculs à une valeur finie N (N est couramment une puissance de 2 afin de permettre l'utilisation d'algorithmes de transformée de Fourier rapide (FFT)) [64]. On obtient alors pour la transformée de Fourier discrète et la transformée inverse les relations suivantes (3-9) et (3-10) :

$$(3-9) \quad S(j \cdot f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n.T_e) \cdot e^{-j2\pi \cdot f \cdot n \cdot T_e}$$

$$(3-10) \quad x(n.T_e) = \int_{-f_e/2}^{+f_e/2} S(j \cdot f) \cdot e^{j2\pi \cdot f \cdot n \cdot T_e} \cdot df, \quad 0 \leq n \leq N-1$$

Pour calculer numériquement un spectre, il faut, de la même manière que pour le domaine temporel, discrétiser les fréquences en N intervalles.

L'incrément fréquentiel vaut $\Delta f = f_e/N$ et les fréquences analysées sont :

$$(3-11) \quad f = k \cdot \Delta f = k \cdot \frac{f_e}{N}, \quad 0 \leq k \leq N-1$$

En s'appuyant sur les relations (3-9), (3-10) et (3-11), le spectre $S(j.k)$ et le signal temporel $x(n.T_e)$ se déterminent comme suit :

$$(3-12) \quad S(j \cdot k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n.T_e) \cdot e^{-\frac{j2\pi \cdot k \cdot n}{N}}, \quad 0 \leq k \leq N-1$$

$$(3-13) \quad x(n.T_e) = \sum_{k=0}^{N-1} S(j \cdot k) \cdot e^{\frac{j2\pi \cdot k \cdot n}{N}}, \quad 0 \leq n \leq N-1$$

3.1.4 Relations temps-fréquences.

Comme les domaines fréquentiels et temporels sont discrétisés avec le même nombre de points N , on peut identifier des relations liant ces deux espaces.

L'espace temps est caractérisé par la durée de l'enregistrement T et par sa résolution temporelle Δt , qui n'est autre que la période d'échantillonnage T_e , tel que :

$$(3-14) \quad \Delta t = T_e = \frac{T}{N} = \frac{1}{f_e}$$

L'espace des fréquences est caractérisé par la fréquence d'échantillonnage f_e , et par sa résolution fréquentielle Δf , tel que :

$$(3-15) \quad \Delta f = \frac{f_e}{N}$$

De ces deux relations (3-14) et (3-15), on en déduit les trois relations fondamentales liant les domaines temporels et fréquentiels.

1. La résolution fréquentielle Δf est l'inverse de la durée du signal :

$$(3-16) \quad \Delta f = \frac{1}{T}$$

2. La fréquence d'échantillonnage f_e est l'inverse de la résolution temporelle du signal :

$$(3-17) \quad f_e = \frac{1}{\Delta t}$$

3. Pour un nombre donné de points N , il n'est pas possible d'avoir simultanément une très bonne résolution temporelle (Δt petit) et une très bonne résolution fréquentielle (Δf petit) :

$$(3-18) \quad \Delta t \cdot \Delta f = \frac{1}{N}$$

Enfin, on définit la fréquence de Nyquist f_N comme étant la fréquence limite du domaine d'analyse spectrale. Cette fréquence est doit respecter le théorème d'échantillonnage de Nyquist-Shannon qui précise que la fréquence d'échantillonnage doit être au moins deux fois supérieure à la fréquence maximale du domaine fréquentiel que l'on souhaite étudier.

$$(3-19) \quad f_N \leq \frac{f_e}{2}$$

3.1.5 Algorithme de calcul de la transformée de Fourier discrète.

La découverte de la transformation rapide de Fourier en 1965 par Cooley et Tukey a été d'une importance majeure pour le traitement du signal, car elle a permis d'envisager l'analyse spectrale numérique de signaux de longue durée en des temps raisonnablement courts. L'algorithme de Cooley et Tukey a très vite été connu sous le nom de transformation rapide de Fourier ; il est généralement désigné par son appellation anglo-saxonne : FFT (Fast Fourier Transform). L'algorithme de la FFT utilise le fait que l'opération de la TFD globale peut être décomposée en TFD de séquences de plus en plus courtes. Il en découle alors que le nombre total d'opérations est bien inférieur à celui imposé par la simple application de l'algorithme de la TFD. En contrepartie, le nombre de points analysés N doit être une puissance de 2.

Attention, l'algorithme FFT n'est pas une nouvelle transformation mais juste une décomposition de la TFD.

3.2 Identification fréquentielle au marteau d'impact.

Les méthodes d'identification servent à déterminer les caractéristiques dynamiques propres à une structure [65].

L'une des méthodes les plus simples et les plus rapides, consiste à exciter le système, à l'aide d'un marteau d'impact (Figure 44) un ou plusieurs points de la structure et de mesurer à l'aide d'un accéléromètre

la réponse du système en un point différent ou non de cette même structure. On dit que l'on « sonne » la structure.



Figure 44 : Marteau d'impact ENDEVCO 2302-10 (sensibilité 2.29mV/N)

Il s'agit ensuite de déterminer la fonction de réponse en fréquence FRF(ω), qui n'est autre que la fonction de transfert du système étudié entre le point d'impact et le point de mesure (Figure 45).

Cette FRF permet d'extraire les paramètres dynamiques propres au système étudié (les fréquences propres et leurs amortissements respectifs dans notre cas).

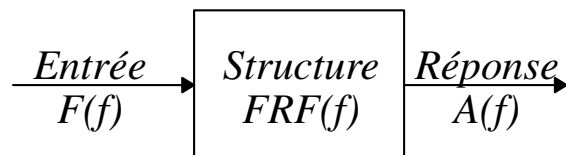


Figure 45 : Représentation schématique du rôle de la FRF

3.2.1 Déroulement de l'analyse.

Cette étude, qui s'est déroulée sur le site de l'ENSAM de Cluny, a été réalisée lors de la première étape de nos essais préliminaires définie au (§2.2.1). Nous avons utilisé un tour à commande numérique SOMAB T400, l'outil utilisé est constitué d'un porte-plaquette ARNO de type SVJCL 2020H16 et de plaquettes ARNO en carbure de nuance AK10 et de type VCGT 160404 FN-ALU (Figure 46).



Figure 46 : Outil de tournage (porte-plaquette + plaquette)

Les FRF ont été mesurées dans les deux directions principales de l'outil qui sont la direction de l'avance (Z) et la direction de la coupe (Y).

L'outil étant monté sur la machine, nous avons excité le système utilisant à l'aide d'un marteau d'impact (Figure 44) au plus près possible de la pointe de l'outil. Les réponses de notre système ont été mesurées à l'aide d'un accéléromètre (type 4394 de Brüel & Kjær - Figure 47), fixé de manière très rigide à l'outil par un goujon M3.

Le marteau et l'accéléromètre sont reliés à une centrale d'acquisition Brüel & Kjær de type 5060C et le traitement est effectué par l'intermédiaire du logiciel Brüel & Kjær « PULSE ».

Comme le montre la Figure 47, pour chaque FRF, l'impact a été réalisé suivant le même axe que la mesure.

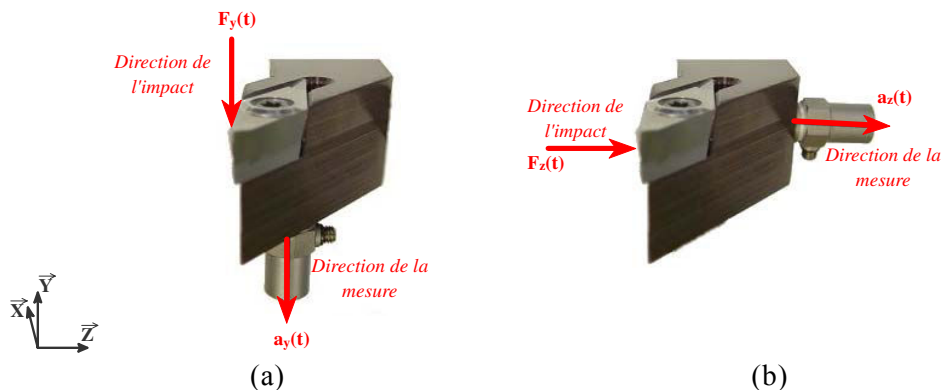


Figure 47 : Direction de l'impact et position des accéléromètres sur l'outil pour la détermination de la FRF suivant l'axe Y (a) et de la FRF suivant l'axe Z (b)

La FRF, que nous noterons $H(f)$ est calculée (3-20) par le rapport de deux FFT (§3.1) :

$$(3-20) \quad H(f) = \frac{A(f)}{F(f)}$$

Remarque :

Avec cette définition de la FRF, on parle d'accélération ou encore d'inertance. On remarquera qu'elle s'exprime en $m.s^{-2}/N$. $H(f)$ est homogène à l'inverse d'une masse ($1/m$).

Dans la pratique, pour minimiser l'influence des bruits de mesures, on estime la FRF $H(f)$ en utilisant des moyennes sur plusieurs impacts (10 dans notre cas). Mais il est impossible de calculer la FRF à partir d'une moyenne du numérateur $\langle A(f) \rangle$ et du dénominateur $\langle F(f) \rangle$, car les signaux peuvent être aléatoire et donc avoir des moyennes qui tendent vers zéro lorsque le nombre d'échantillons tend vers l'infini. La moyenne du rapport est également impossible du fait de l'annulation possible du dénominateur [65, 66]. On définit alors deux estimateurs $H1(f)$ et $H2(f)$ tels que :

$$(3-21) \quad H1(f) = \frac{S_{af}(f)}{S_{ff}(f)}$$

$$(3-22) \quad H2(f) = \frac{S_{aa}(f)}{S_{fa}(f)}$$

Où S_{aa} et S_{ff} sont les autospectres donnés respectivement par (3-23) et (3-24), S_{af} et S_{fa} sont les interspectres donnés t par (3-25).

$$(3-23) \quad S_{aa}(f) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [(A^*(f))_i \cdot (A(f))_i]$$

$$(3-24) \quad S_{ff}(f) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [(F^*(f))_i \cdot (F(f))_i]$$

$$(3-25) \quad S_{fa}(f) = S_{af}(f) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [(F^*(f))_i \cdot (A(f))_i]$$

Dans ces expressions, $A^*(f)$ et $F^*(f)$ sont respectivement les complexes conjugués des vecteurs $A(f)$ et $F(f)$ et n le nombre de tests à moyenner.

$H1(f)$ élimine le bruit en sortie, il est particulièrement adapté à la mesure des antirésonances et $H2(f)$ élimine le bruit en entrée, il est donc recommandé pour la mesure des résonances.

Dans le cas de nos tests d'impacts, nous utiliserons l'estimateur $H2(f)$.

Les figures ci-dessous représentent les FRF ($H2(f)$) de notre outil monté sur la tourelle du tour SOMAB T400 suivant les directions de l'axe Y (Figure 48) et de l'axe Z (Figure 49).

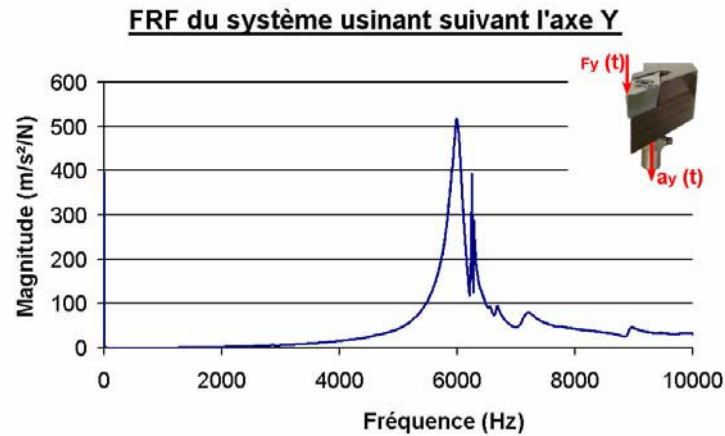


Figure 48 : FRF de notre système suivant l'axe Y ($\Delta f=2\text{Hz}$).

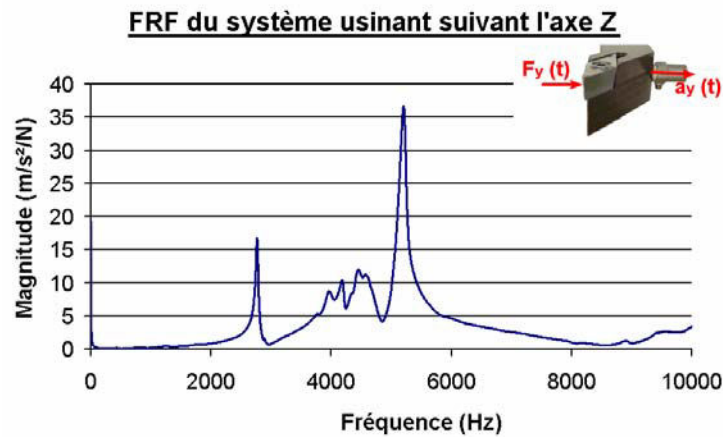


Figure 49 : FRF de notre système suivant l'axe Z ($\Delta f=2\text{Hz}$).

Nous avons déterminé la bande passante de notre FRF en nous assurant que sur cette gamme de fréquence, la puissance spectrale de notre impact (autospectre) était correct ($\Delta\text{dB}<20\text{dB}$) et que la fonction cohérence de notre signal était bonne (proche de 1).

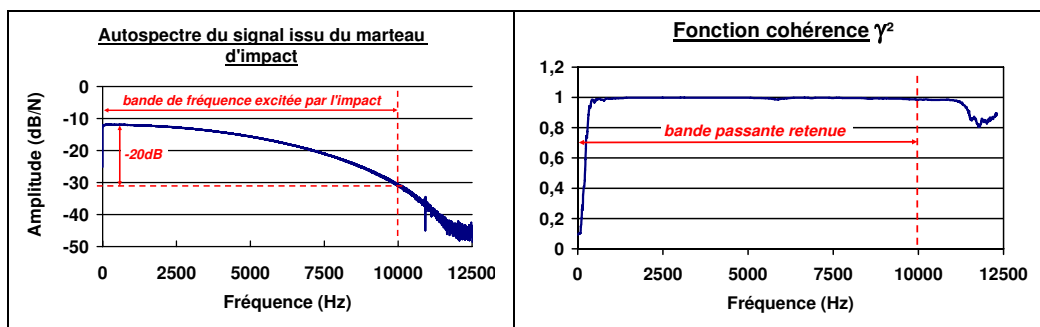


Figure 50 : Exemple d'autospectre de l'impact et de Fonction cohérence de notre système.

Comme on peut le voir sur la Figure 50, la bande passante retenue pour les réponses en fréquences de notre système est de 10kHz.

A présent, nous allons comparer ces FRF avec les FFT des signaux mesurés dans différentes configurations d'usinage, afin de voir si la position et la sensibilité de nos accéléromètres permettent d'observer d'autres vibrations que celles de notre outil et si, dans nos conditions de super finition, de faibles variations des conditions de coupe modifient le spectre de nos signaux.

3.3 Étude fréquentielle.

Comme nous l'avons indiqué au §2.2.1, l'éprouvette utilisée pour ces essais est un cylindre de cuivre CuC₂ de diamètre $\Phi 80$ mm (Figure 27), serré dans un mandrin hydraulique à trois mors. Nous avons testé trois configurations d'usinage (Tableau 10) dont deux sous micro-lubrification à l'huile TOTAL Valona MS 8035F, spéciale métaux non-ferreux et la troisième à sec. Nous avons réalisé des cycles d'usinage (Figure 51) durant lesquels nous avons acquis les accélérations au niveau de l'outil (Figure 26). La position des accéléromètres étant la même que lors des tests d'impacts, nous comparerons, dans un premier temps, les fréquences excitées par le processus de coupe, avec la réponse en fréquences de notre outil à une excitation large bande (10kHz). Ensuite nous comparerons les FFT de nos différents essais entre eux afin de valider que la sensibilité de nos capteurs nous permet de distinguer une variation des conditions de coupe. Enfin, nous étudierons l'apport d'une étude dans l'espace temps/fréquences.

Conditions expérimentales

Paramètres	Config. 1	Config. 2	Config. 3
Vitesse de coupe	120 m/min	120 m/min	120 m/min
Avance par tour	0.04 mm/tr	0.04 mm/tr	0.02 mm.tr
Profondeur de passe	0.04 mm	0.04 mm	0.04 mm
Vitesse de rotation broche	≈516 tr/min	≈516 tr/min	≈516 tr/min
Longueur usinée	16 mm	16 mm	16 mm
Lubrification	NON	OUI	OUI

Tableau 10 : Conditions expérimentales de l'étude fréquentielle [67-69]

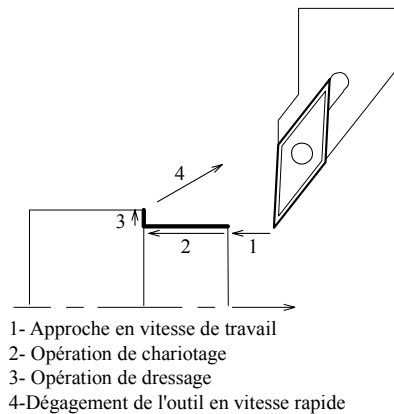


Figure 51 : Cycle d'usinage réalisé pour l'étude fréquentielle.

3.3.1 Comparaison du spectre issue de l'usinage dans configuration 1 avec les FRF issues des tests d'impacts.

Sur la Figure 52 et la Figure 53, les courbes roses représentent les FRF obtenues par les tests d'impact, et les courbes bleues, les spectres obtenues par les transformées de Fourier rapides (FFT) des signaux mesurés pendant l'usinage, suivant l'axe Y (Figure 52) et suivant l'axe Z (Figure 53).

La Figure 52 et la Figure 53 montrent que les courbes issues de l'usinage et celles obtenues par les tests au marteau d'impact sur l'outil présentent de nombreuses similitudes. Les différences remarquables sont :

- des modes fréquentiels atténués ou amplifiés, c'est le cas du mode à 2850Hz sur la Figure 52 et de celui à 2800Hz sur la Figure 53 dont les amplitudes sont atténuées par le phénomène de coupe,
- un léger décalage en fréquences entre les courbes en usinage et les courbes issues des tests d'impact. Ce décalage est principalement lié au fait que les fréquences propres mesurées, dans le cas d'un test d'impact, correspondent à celles d'un système

amorti-libre alors que dans le cas d'un usinage, les fréquences propres mesurées correspondent à celles d'un système amorti-forcé [65].

La Figure 53, met en évidence un phénomène introduit par Tlusty [40], c'est le couplage des modes directionnels (§1.3.2.3). En effet, une fréquence correspondant à un mode dans la direction de la coupe (Y) est excitée (6040Hz) alors qu'il n'apparaît pas lors des essais d'impacts.

Les « zooms » basses fréquences, présents sur la Figure 52 et sur la Figure 53, montrent des différences assez importantes entre les spectres issus de l'usinage et ceux obtenues par les tests d'impact. De nombreuses basses fréquences sont donc issues de l'enlèvement de matière et/ou du fonctionnement de la machine. Nous verrons par la suite comment évoluent ces basses fréquences selon les conditions de coupe.

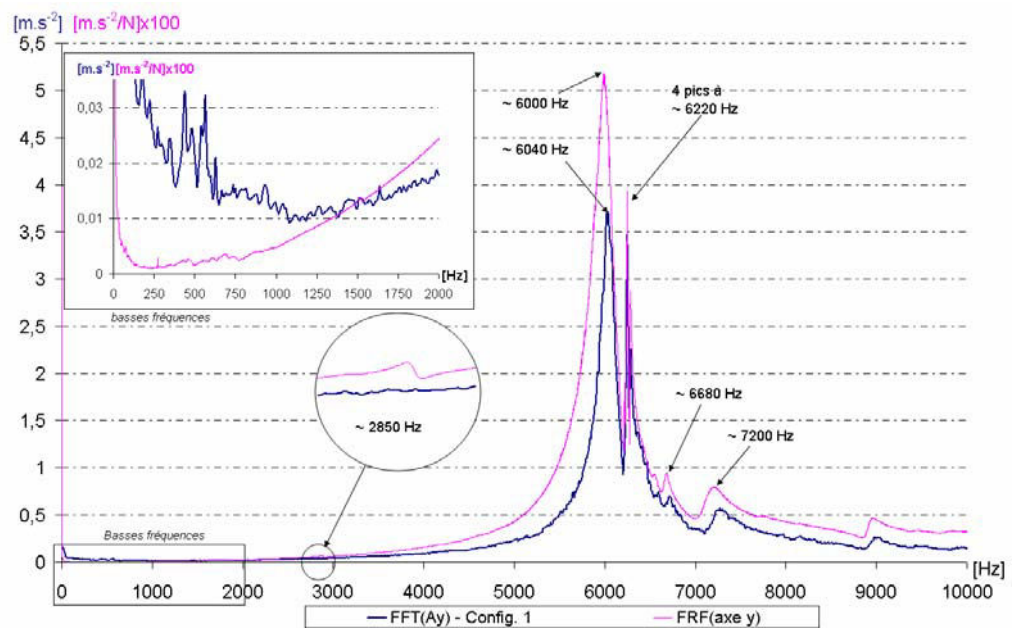


Figure 52 : Comparaison entre la fonction de transfert de notre système suivant l'axe Y et le spectre du signal mesuré en cours d'usinage dans la direction de la coupe (axe Y)
 $\Delta f \text{ FRF}=2\text{Hz}$; $\Delta f \text{ FFT}=8\text{Hz}$.

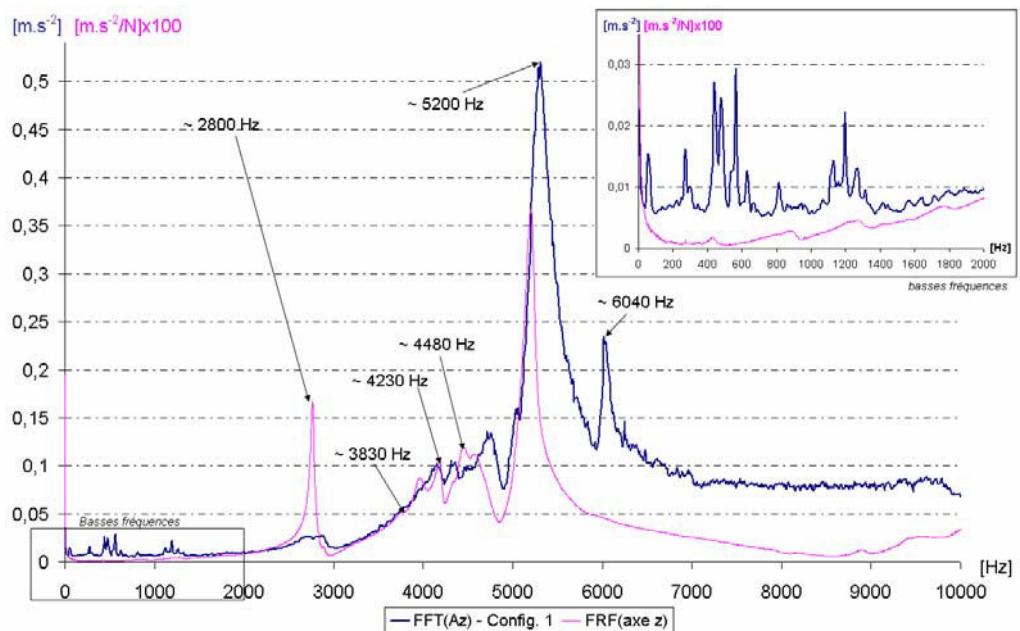


Figure 53 : Comparaison entre la fonction de transfert de notre système suivant l'axe Z et le spectre du signal mesuré en cours d'usinage dans la direction de l'avance (axe Z)
 Δf FRF=2Hz ; Δf FFT=8Hz.

3.3.2 Influence de la lubrification sur le spectre de vibrations.

Les essais réalisés dans la configuration 1 et dans la configuration 2 (Tableau 10) ont été réalisés avec les mêmes conditions de coupe et un mode de lubrification différent. Une lubrification par micro-pulvérisation d'huile a été utilisée dans la config. 2 alors que la config. 1 correspond à un essai à sec. La comparaison des signaux issus de ces deux configurations permet donc d'évaluer l'influence de la lubrification sur les vibrations.

La Figure 54 montre que l'allure générale des courbes, dans la direction de la coupe (Y), n'est pas modifiée par l'utilisation de lubrifiant par contre les amplitudes des principales fréquences excitées diminuent significativement (plus de 50%).

Dans la gamme des basses fréquences, la fréquence de rotation de la broche est visible aux environs des 8Hz et on peut constater que l'utilisation de lubrifiant permet de réduire de 33% les vibrations liées

à la rotation de la broche. En outre, l'utilisation de lubrifiant fait apparaître des harmoniques de la fréquence de rotation de la broche.

La Figure 55 montre que dans la direction de l'avance, le mode couplé avec la direction de coupe est atténué (-26%) par l'utilisation de lubrifiant. De plus, cela entraîne une diminution de l'amortissement de ce mode (élargissement). Contrairement à nos attentes, les autres modes ont vu leurs amplitudes augmenter, jusqu'à +13% pour le pic de plus forte amplitude.

Dans le domaine des basses fréquences, la Figure 55 montrent que les conditions de coupe n'ont quasiment pas d'influence. En effet, les deux courbes se superposent parfaitement dans les basses fréquences et ne commencent à diverger que vers 1300Hz. Il semblerait donc que dans la direction de l'avance, ce soit les vibrations générées par la machine ou les déplacements des axes qui sont la source d'excitations basses fréquences et que les conditions de coupe n'influent pas sur ces dernières.

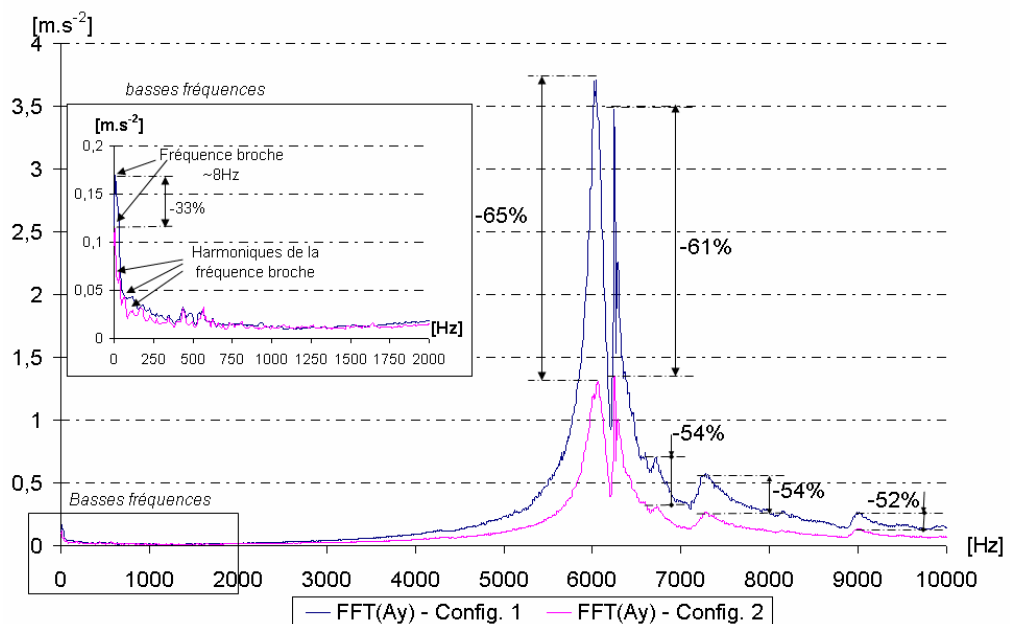


Figure 54 : Comparaison entre les spectres des signaux mesurés en cours d'usinage dans la direction de la coupe (axe Y), dans les configurations d'essais 1 et 2. Δf FFT=8Hz.

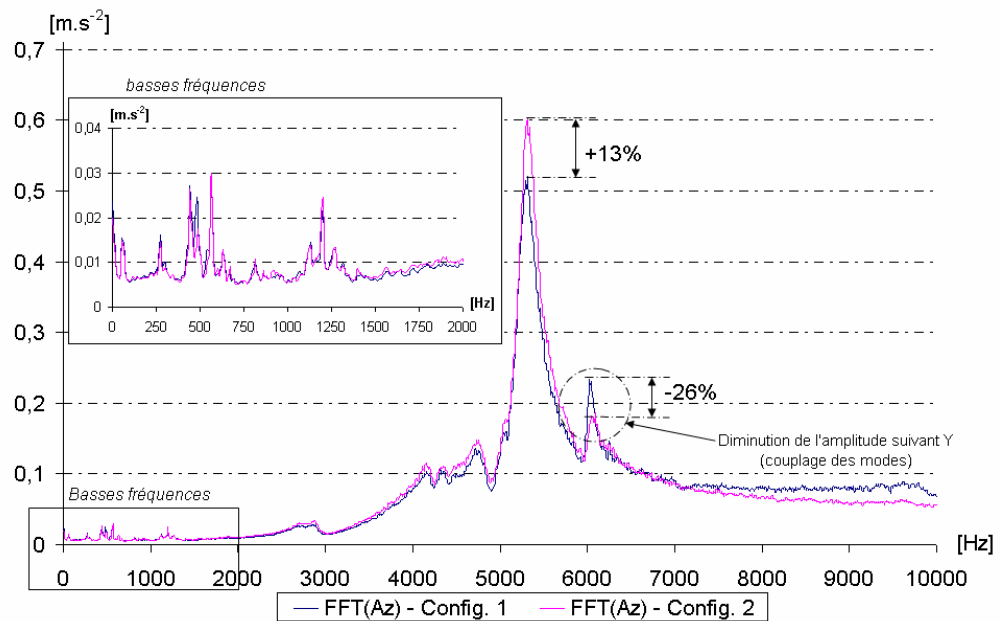


Figure 55 : Comparaison entre les spectres des signaux mesurés en cours d'usinage dans la direction de l'avance (axe Z), dans les configurations d'essais 1 et 2. Δf FFT=8Hz.

3.3.3 Influence de l'avance par tour sur le spectre de vibrations.

Nous allons à présent comparer deux essais qui ont été effectués dans des conditions d'avance différentes, tous les autres paramètres restants inchangés. L'avance par tour a été diminuée de moitié entre l'essai 2 et l'essai 3. Ainsi nous étudierons l'influence de la vitesse d'avance sur la réponse vibratoire mesurée au niveau de l'outil.

Sur la Figure 56, on constate que, dans la direction de la coupe, le spectre n'est pas modifié par la diminution de la vitesse d'avance. Par contre, l'amplitude des vibrations est atténuée d'environ 32%.

Dans les basses fréquences, on note une diminution très forte (70%) de l'amplitude de la fréquence liée à la rotation de la broche. Par ailleurs, on a une bonne similitude des deux courbes entre 250 Hz et environ 1000 Hz.

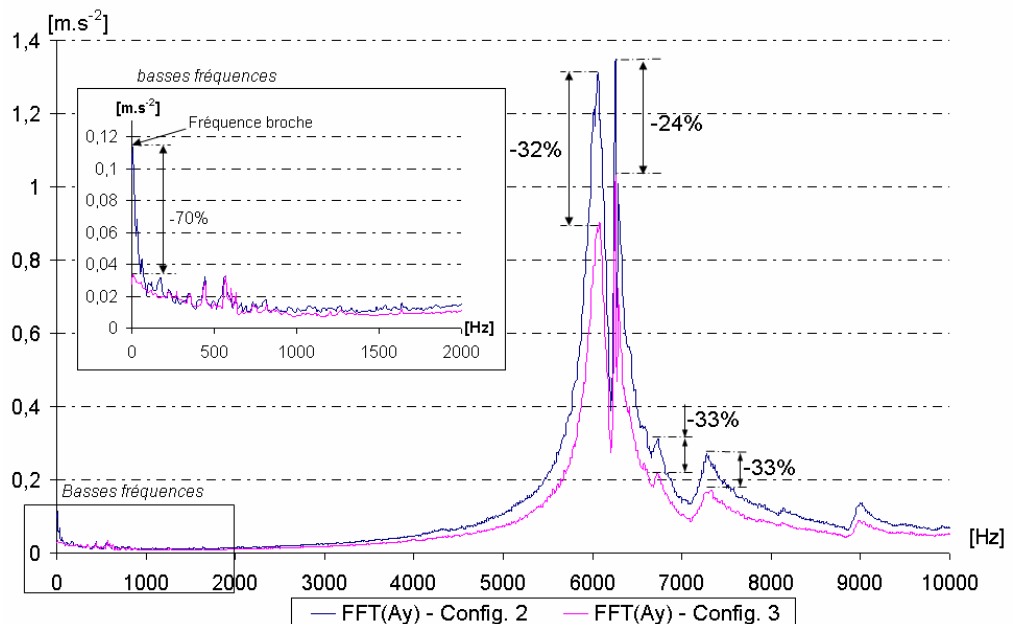


Figure 56 : Comparaison entre les spectres des signaux mesurés en cours d’usinage dans la direction de la coupe (axe Y), dans les configurations d’essais 2 et 3. Δf FFT=8Hz.

Dans la direction de l’avance (Figure 57), l’influence de la diminution de la vitesse d’avance sur l’amplitude des vibrations est plus importante que dans la direction de la coupe. En effet, on peut observer une diminution de plus de 45% pour le mode principal et plus de 40% pour les autres modes.

Dans les basses fréquences, les deux courbes se superposent parfaitement jusqu’à environ 1300 Hz. Comme précédemment, on remarque que le spectre basses fréquences dans la direction de l’avance, n’est pas influencé par l’évolution des conditions de coupe.

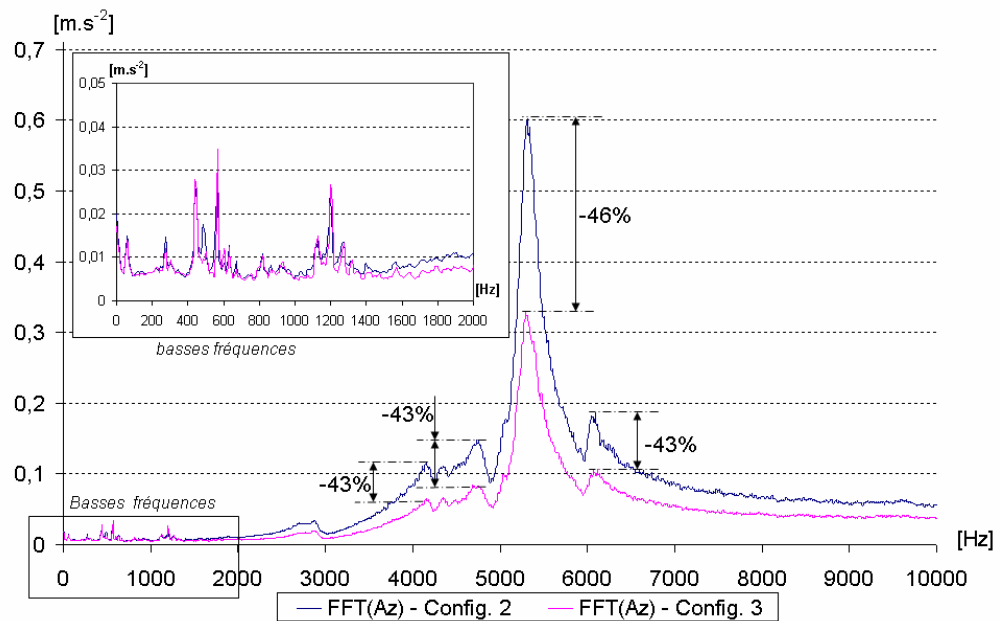


Figure 57 : Comparaison entre les spectres des signaux mesurés en cours d’usinage dans la direction de l’avance (axe Z), dans les configurations d’essais 2 et 3. Δf FFT=8Hz.

3.3.4 Représentation temps / fréquences.

L’étude des phénomènes dans le domaine temps/fréquences permet d’observer l’évolution du spectre au cours du temps. Dans notre cas, nous étudierons l’évolution des spectres des signaux suivant les directions Y et Z, tout au long de l’usinage en utilisant une méthode dérivée de la FFT qui est la STFT (Short Time Fourier Transform) encore appelée transformée de Fourier à fenêtre glissante. Ce type de transformée calcule le spectre du signal sur une fenêtre d’observation d’une durée relativement courte (un compromis entre résolution temporelle et résolution fréquentielle est alors à faire comme abordé au §3.1.4), que l’on fait « glisser » sur le nombre de fenêtres souhaité. Enfin, on représente l’ensemble des spectres obtenus dans l’espace temps-fréquences.

Sur la représentation temps / fréquences ci-dessous (Figure 58), on distingue très clairement les différentes phases de l’usinage décrites précédemment sur la Figure 51. On remarque particulièrement l’entrée en contact de l’outil avec la pièce (phase 2), par l’apparition dans le spec-

tre des fréquences de vibrations propres à notre outil (Figure 49). On peut également observer la fin du processus de coupe (phase 4) par la disparition de ces mêmes fréquences.

On observe sur la Figure 58 et la Figure 59, que pendant les phases hors usinage (phase 1 et phase 4), les vibrations relevées sont dans la gamme des basses fréquences (dans notre cas <2000Hz). De plus, ces basses fréquences ne sont pas (ou peu) modifiées durant les phases d'enlèvement de copeaux.

Sur la Figure 59, qui est un zoom basses fréquences (0-1600Hz), du spectre représenté sur la Figure 58, on remarque tout de même une diminution de la fréquence des vibrations durant les phases 3 et 4. Cette variation semble être liée à la fréquence de rotation de la broche qui diminue également durant ces deux phases.

Remarque : Dans ce chapitre, le liens avec la fréquence de rotation de la broche englobe en fait tous éléments tournant constituant l'ensemble broche (moteur de broche, système d'entraînement, roulements,...) et tous éléments tournant, asservis à la rotation de la broche (axes machines).

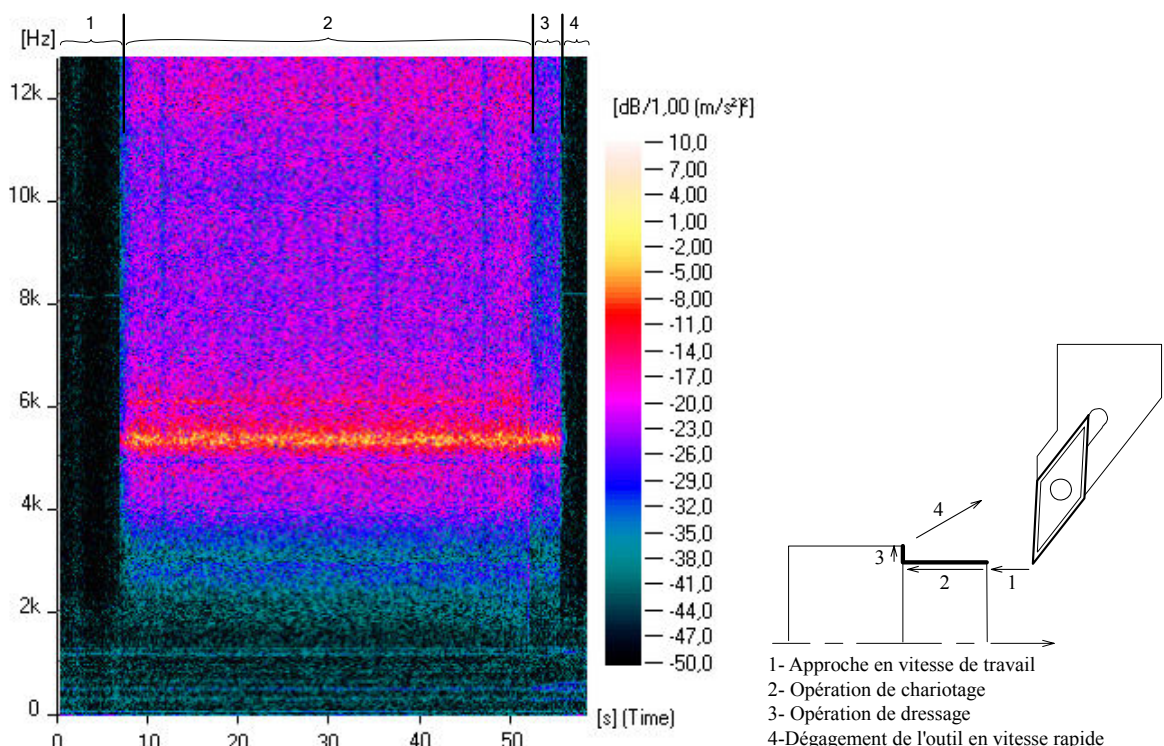


Figure 58 : Représentation temps/fréquences (large bande) issue de mesures réalisées dans la configuration 1 suivant la direction de l'avance (axe Z).

$\Delta f=4\text{Hz}$; $T=0.25\text{s}$.

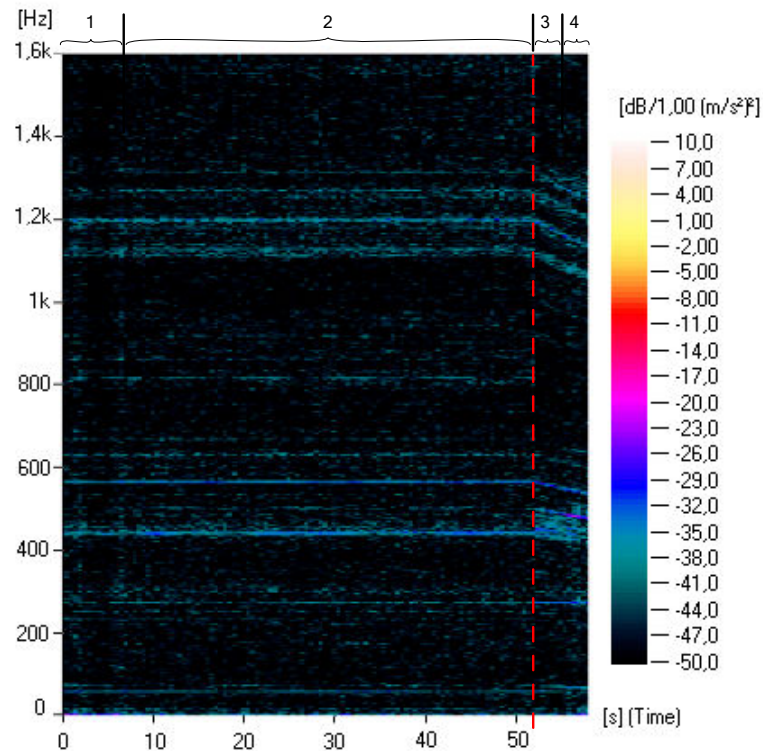


Figure 59 : Représentation temps/fréquences (zoom BF) issue de mesures réalisées dans la configuration 1 suivant la direction de l'avance (axe Z)
 $\Delta f=1\text{Hz}$; $T=1\text{s}$.

Afin de confirmer ces observations, nous avons réalisé les mêmes analyses sur des mesures effectuées lors de l'étape trois de nos essais préliminaires (§2.2.1), au cours desquels nous avons usiné une éprouvette de forme (Figure 60)

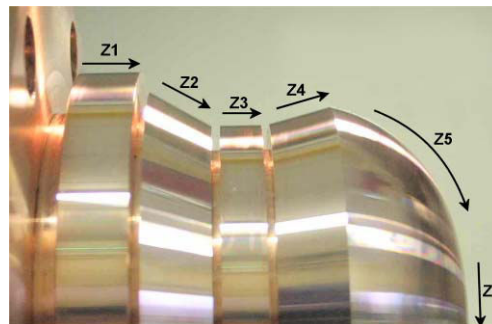


Figure 60 : Éprouvette de forme utilisée lors de la troisième étape de nos essais préliminaires

Ces analyses ont conforté et mis en évidence plusieurs points :

Tout d'abord, en analysant sur une large gamme de fréquences (ici 12500Hz), on s'aperçoit (Figure 61) que ce sont les vibrations suivant les fréquences propres de notre outil qui prédominent pendant les phases d'usinage (zones Z1 à Z6).

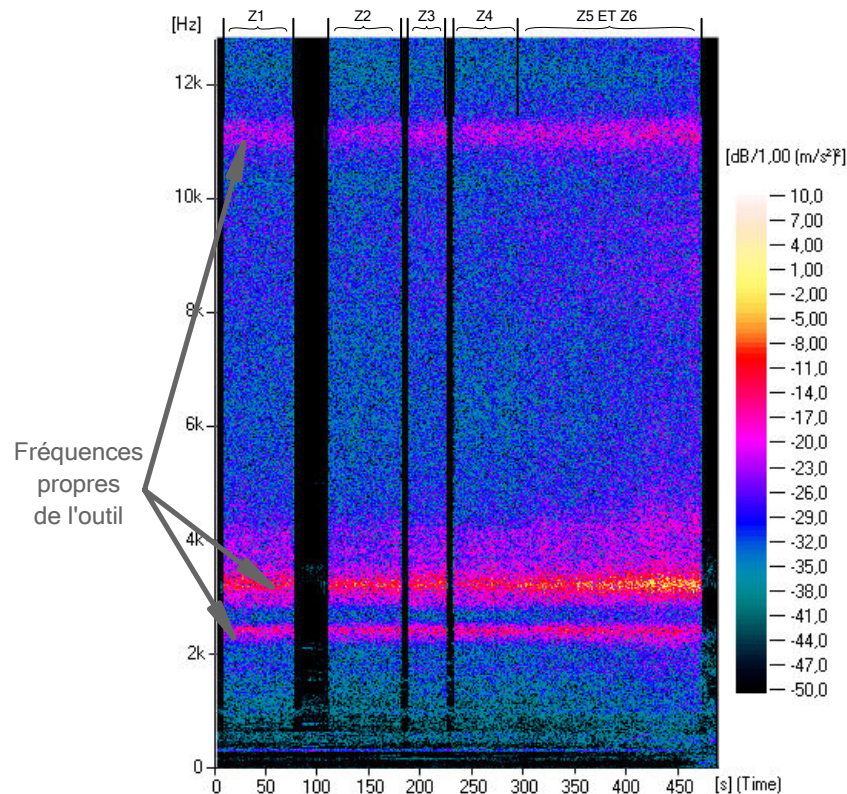


Figure 61 : Représentation temps/fréquences issue de mesures réalisées durant l'essai 1 de l'étape 3 ($V_c=140\text{m/min}$; $f=0,04\text{mm/tr}$; $a_p=0,04\text{mm}$) des essais préliminaires suivant la direction de l'avance (axe Z). $\Delta f=2\text{Hz}$; $T=0.5\text{s}$.

Il apparaît clairement sur la Figure 62, que dans les basses fréquences, les vibrations transmises à l'outil évoluent avec la fréquence de rotation de la broche. Certaines fréquences restent même excitées pendant les phases durant lesquelles l'outil n'usine pas.

Enfin, on peut noter, dans cette gamme des basses fréquences (Figure 62), que des vibrations non liées à la fréquence de rotation de la broche

et insensibles au processus d'enlèvement de coupe, sont mesurées au niveau de l'outil. Ces vibrations sont engendrées par la structure de la machine et/ou par son environnement proche.

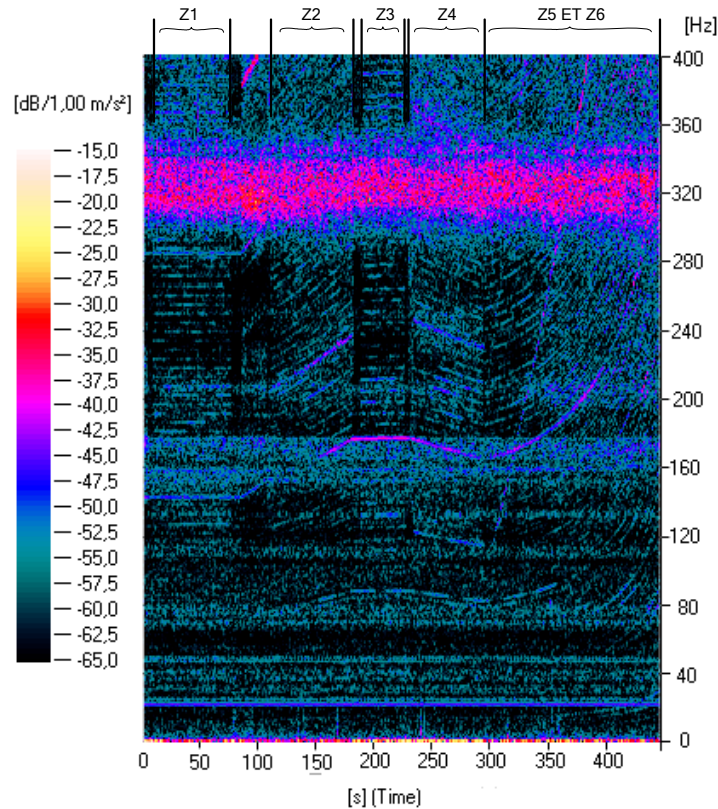


Figure 62 : Représentation temps/fréquences (Zoom BF) issue de mesures réalisées durant l'essai 1 de l'étape 3 des essais préliminaires ($V_c=140\text{m/min}$; $f=0,04\text{mm/tr}$; $a_p=0,04\text{mm}$) suivant la direction de l'avance (axe Z). $\Delta f=1\text{Hz}$; $T=1\text{s}$.

3.4 Conclusion partielle.

Cette étude fréquentielle nous a permis de valider le choix et la position des capteurs dans la mesure où nous avons vu qu'il était suffisamment sensible pour mettre en évidence de faibles variations de conditions de coupe et ce sur une large gamme de fréquence. En outre, nous avons pu mettre en évidence l'existence de deux gammes fréquen-

tielles d'étude. La première, que nous avons appelé « basses fréquences » pour laquelle la structure de la machine, son environnement ainsi que la fréquence de rotation de la broche sont les principales sources des vibrations transmises à l'outil et sont insensibles aux conditions d'usinage. Et la seconde, que nous avons appelé « hautes fréquences », pour laquelle les vibrations sont essentiellement dues à l'excitation, par la coupe, des fréquences propres de l'outil.

Cette étude montre l'apport de l'analyse temps – fréquences dans l'étude des phénomènes vibratoires en usinage afin d'identifier les sources des phénomènes. Cependant, il serait intéressant d'envisager de poursuivre ces investigations afin de déterminer plus précisément les éléments pénalisants au sein de la structure et au niveau de « l'ensemble broche ».

Maintenant que nous avons identifié les principales origines des vibrations, nous allons étudier leurs influences sur l'état de surface générée.

4. Influence du système POM et relations vibrations / état de surface

4.1 PROTOCOLE D'ESSAIS MIS EN ŒUVRE..

- 4.1.1 Objectifs.
- 4.1.2 Déroulement expérimental.
- 4.1.3 Définitions des variables d'entrées.
- 4.1.4 Définitions des variables de sorties.
- 4.1.5 Synthèse.

4.2 ANALYSES.

- 4.2.1 Étude des distributions.
- 4.2.2 Analyse de Kruskal-Wallis.
- 4.2.3 Étude des corrélations entre les vibrations et les états de surface.

Lors de l'étude fréquentielle (§3), nous avons mis en évidence les différentes sources de vibrations pouvant intervenir lors de la génération d'une surface en tournage de super finition. Ces sources sont la structure de la machine, la fréquence de rotation de la broche (et tous les éléments en liaison avec cette fréquence de rotation) et les caractéristiques dynamiques du « bloc outil » [70]. Dans cette partie, nous allons présenter une étude expérimentale permettant d'étudier l'influence de ces sources sur la qualité de surface obtenue en tournage de super finition ainsi que sur l'amplitude des vibrations mesurées au niveau de l'outil. Nous utiliserons ces mesures de vibrations et d'état de surface pour étudier les corrélations possibles entre elles.

Nous commencerons par présenter les objectifs de l'étude ainsi que le protocole expérimental. Puis nous présenterons les résultats et leurs analyses. Ensuite, nous verrons si des corrélations sont possibles entre les vibrations et les états de surface. Enfin, nous ferons la synthèse de cette étude en s'attachant à mettre en avant les résultats pratiques pour notre partenaire qui est le CEA et les résultats plus généraux.

4.1 Protocole d'essais mis en œuvre.

4.1.1 Objectifs.

Dans cette étude, nous étudions l'influence des trois sources de vibrations identifiées (variables d'entrées) lors de l'étude fréquentielle précédemment réalisée (§3) sur l'amplitude des vibrations ainsi que sur les états de surface générés (variables de sorties).

4.1.2 Déroulement expérimental.

- Nous avons utilisé, pour ces essais, l'éprouvette de forme que nous avons définie pour la troisième étape de nos essais préliminaires (§2.2.1).
Quelle que soit la machine, l'éprouvette est fixée sur un faux plateau par l'intermédiaire de trois vis CHC M8 à 120° (Figure 64).

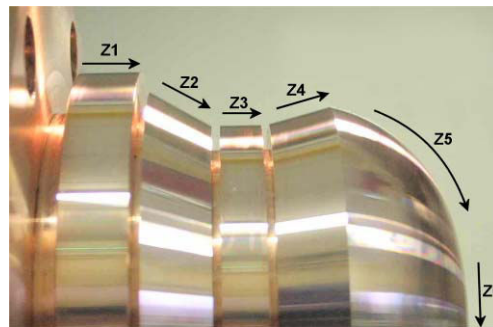


Figure 63 : Éprouvette de forme décomposée en 6 zones permettant d'étudier l'influence de la variation de la fréquence de la broche sur l'état de surface

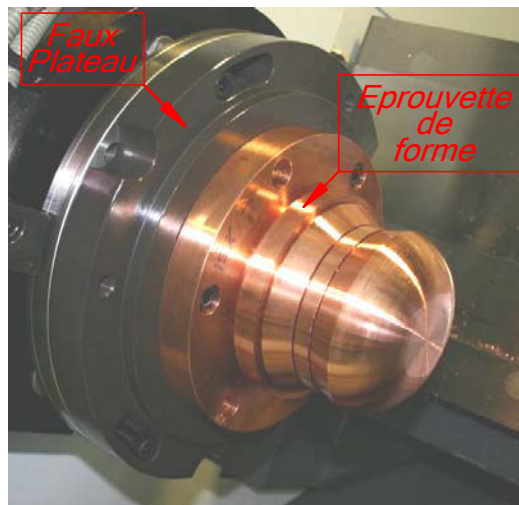


Figure 64 : Épreuve de forme montée sur son faux plateau

- Pour des raisons de limitation au niveau des courses en X de l'une des machine (REALMECA-CIRTES), nous avons utilisé un porte-plaquette de type barre d'alésage de diamètre 32mm de type SVUBR (Figure 65). Nous avons utilisé les mêmes plaquettes que pour nos essais préliminaires, à savoir des plaquettes de nuance AK10 et de type VCGT 160404 FN-ALU de chez ARNO (§2.2.1).

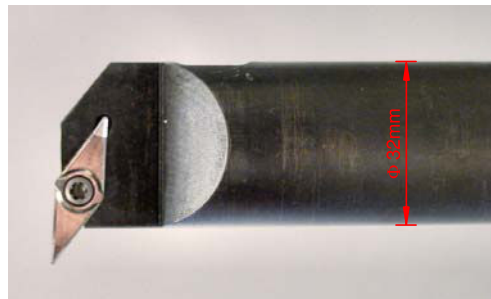


Figure 65 : Barre d'alésage de type SVUBR muni de sa plaquette de type VCGT 160404FN-ALU

- Les essais ont été réalisés sous micro-lubrification à l'huile TOTAL VALONA MS 8035F, spéciale métaux non-ferreux. Afin de garantir les mêmes conditions de lubrification quelle que soit la machine utilisée, nous avons utilisé un système de micro-pulvérisation portable (STEIDLE LUBRIMAT L50) dont les réglages (débit d'air et nombre de pulvérisations par minute) ont été conservés tout au long de la campagne de tests.

- Le choix des conditions de coupe s'appuie sur les résultats obtenus à l'issue des essais préliminaires (§2.2.3). C'est à dire une vitesse de coupe V_c constante de 140m/min, une avance par tour de 0.04mm/tr et une profondeur de passe de 0.06mm.

4.1.3 Définitions des variables d'entrées.

La première des sources que nous avons identifiées est la machine. La collaboration entre le CEA de Valduc, l'ENSAM de Cluny, le GIP-InSIC et le CIRTES, nous permet d'avoir à notre disposition 4 machines. Parmi ces machines, certaines sont de même marque mais de modèles différents, d'autres sont identiques mais possèdent un ou plusieurs systèmes d'attachements différents. Ceci nous impose de ne pas considérer la machine seule mais la machine avec son système d'attachement. Si bien qu'avec ces 4 machines nous disposons de 5 configurations différentes. Nous détaillerons plus précisément ces configurations au §4.1.3.1.

La seconde source est la fréquence de rotation de la broche ainsi que tout ce qui lui est reliée (ensemble broche, déplacement des axes,...). Pour étudier l'influence de ce paramètre, nous utiliserons les différentes zones de notre éprouvette de forme. Pour des raisons liées au choix du matériel de mesure de rugosité (§4.1.4.2), nous restreindrons notre étude aux zones Z1, Z4, Z5 et Z6 de notre éprouvette (Figure 63).

Ensuite, la dernière source de vibrations que nous étudierons est l'outil lui-même ; plus particulièrement ses caractéristiques dynamiques (fréquences propres, raideurs et amortissement). Nous étudierons l'influence des caractéristiques de l'outil en faisant varier sa longueur de sortie par rapport à l'attachement. Les préconisations des fabricants d'outils étant d'utiliser une sortie d'outil inférieure à 5x son diamètre, nous avons fait le choix de trois longueurs $L=90\text{mm}$ (2,8x le diamètre), $L=125\text{mm}$ (3,9x le diamètre) et $L=160\text{mm}$ (5x le diamètre).

Enfin, durant les essais, nous avons en permanence vérifié que la plaquette utilisée n'avait pas subi de dégradation de son arête de coupe catastrophique, avec des moyens visuels. Cette vérification n'étant pas rigoureuse (car réalisée avec des moyens différents en fonction du site d'essai), nous avons décidé de répéter trois fois chaque essai et d'utiliser au moins une fois sur trois une arête de coupe neuve. Nous utiliserons ceci pour évaluer si le fait d'avoir utilisé une plaquette neuve ou pas, a une influence sur les réponses mesurées (vibrations et état de surface). Nous ajoutons à nos trois variables principales, une variable complémentaire correspondant à l'état de la plaquette en lui considérant deux niveaux : plaquette neuve, plaquette non neuve.

4.1.3.1. Définition des configurations Machines / Attechements.

La première configuration est un tour à structure à banc incliné et poupée monobloc en GRANITAN (granite reconstitué) du fabricant SOMAB et du type TRANSMAB 500 (Figure 66-(a)) (que nous appellerons par la suite SOMAB T500). Ce dernier est situé sur le site de l'ENSAM de Cluny. Ce tour est équipé avec un attchement pour barres d'alésages de type VDI (Norme DIN 69880) (Figure 66-(b) et (c)).

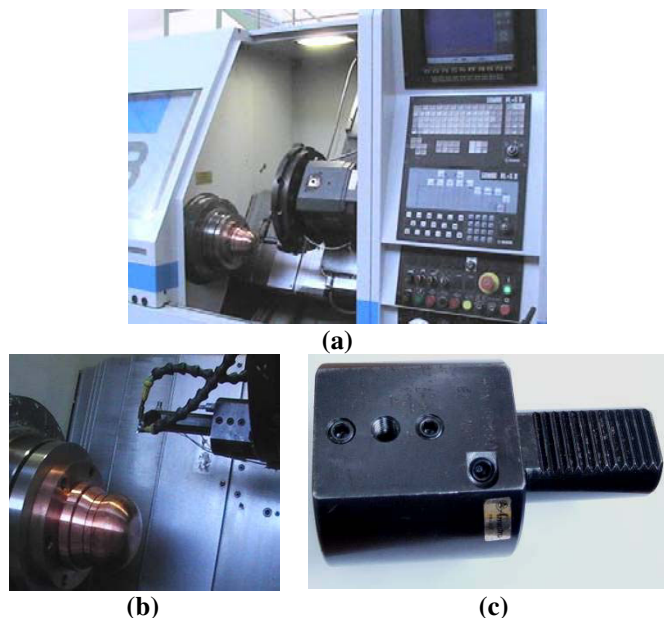


Figure 66 : Configuration Machine /attchement
(a)Tour SOMAB T500
(b) Éprouvette de forme sur son faux plateau et outil instrumenté dans son porte outil VDI
(c) Porte outil pour barre d'alésage, attchement VDI (norme DIN 69880)

Les deuxième et troisième configurations sont constituées d'un tour à structure à banc incliné et poupée monobloc en GRANITAN (granite reconstitué) du fabricant SOMAB et du type TRANSMAB 450 (Figure 67-(a)) (que nous appellerons par la suite SOMAB T450). Ce dernier est situé sur le site du CEA Valduc. Ce tour peut-être équipé avec deux types d'attache-ments pour barres d'alésages : Un attache-ment que nous appellerons « attache-ment fixe » (Figure 67-(b)) par lequel l'outil est pincé dans une bague de réduction fendue par l'intermédiaire de trois vis de pression et un attache-ment par queue d'aronde du fabricant suisse PCM WILLEN série 7916-32 (Figure 67-(c)).

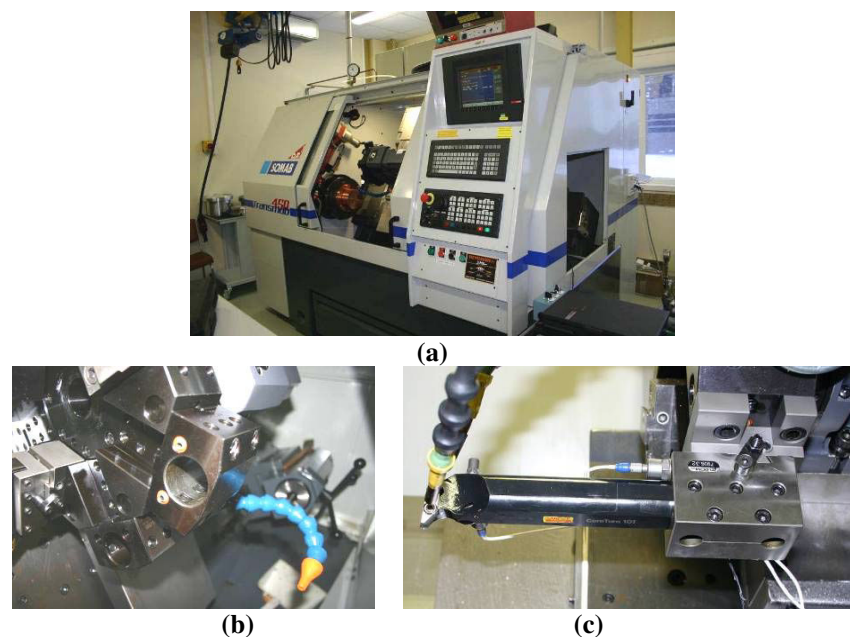
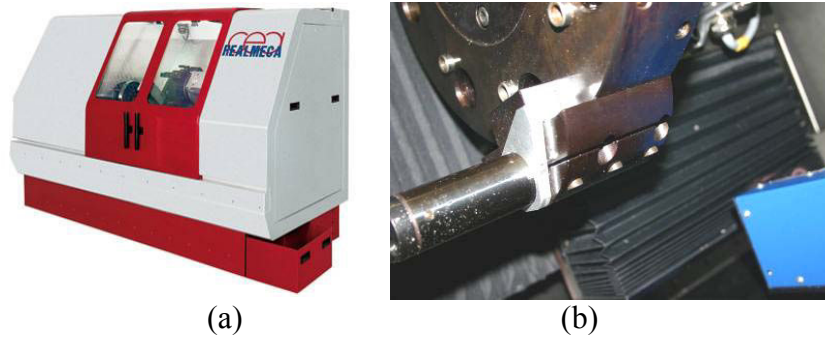


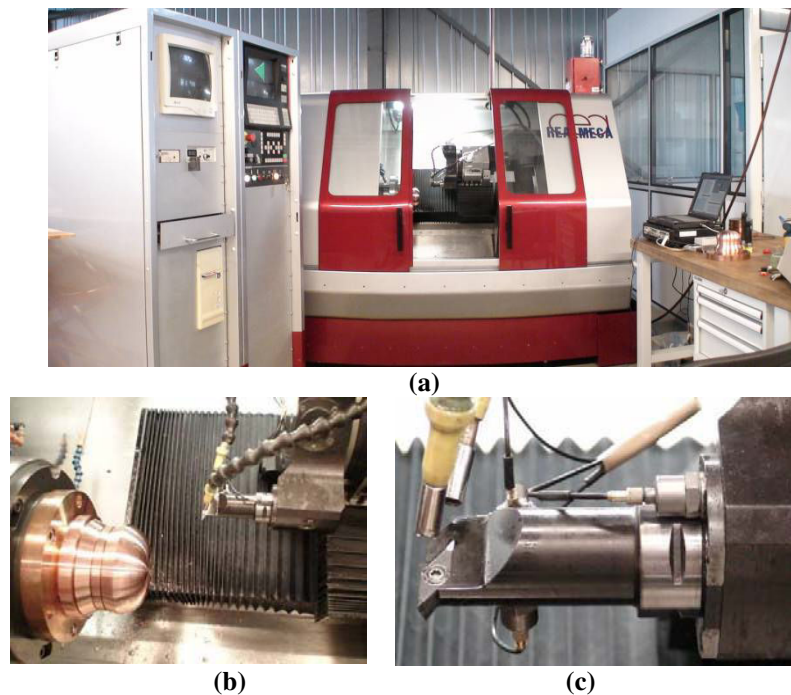
Figure 67 : Configuration Machine /attache-ment
(a) Tour SOMAB T450
(b) Porte outil fixe sur la tourelle (attache-ment fixe)
(c) Porte outil pour barre d'alésage, attache-ment PCM 7916-32 (queue d'aronde)

La quatrième configuration est constituée d'un tour à structure à banc incliné et poupée monobloc en GRANITAN (granite reconstitué) du fabricant REALMECA (Figure 68-(a)) (que nous appellerons par la suite Tour CEA). Ce dernier est situé sur le site du CEA Valduc. Ce tour est également équipé d'un porte-outil fixe par rapport à la tourelle (« attache-ment fixe »). Dans cette configuration, l'outil est pincé directement par le porte-outil (Figure 68-(b)).



(a) (b)
Figure 68 : Configuration Machine /attachement
(a)Tour REALMECA cea
(b) Porte outil fixe sur la tourelle (attachement fixe).

La cinquième configuration est constituée du même tour que la précédente, c'est à dire un tour REALMECA cea (Figure 69). Celui-ci est situé sur le site du CIRTES. Il possède, à la différence de celui du CEA, une tourelle équipée d'attachement CAPTO C4 (Figure 69-(b) et (c)).



(a) (b) (c)
Figure 69 : Configuration Machine /attachement
(a)Tour REALMECA cea
(b) Éprouvette de forme sur son faux plateau et outil instrumenté muni de son attachement CAPTO C4
(c) Outil CAPTO C4-SVUBR instrumenté

4.1.4 Définitions des variables de sorties.

Afin de pouvoir étudier l'influence des conditions expérimentales sur les vibrations ainsi que sur l'état de surface, nous avons mesuré les vibrations en cours d'usinage à l'aide de trois accéléromètres puis nous avons, à l'issue de chaque essai, mesuré le profil généré par notre outil sur la pièce.

4.1.4.1. Vibrations.

Les vibrations ont été mesurées à l'aide de trois accéléromètres unidirectionnels, chacun mesurant les vibrations au niveau de l'outil suivant un axe de la machine.

La Figure 70 montre la position des accéléromètres dans différentes configurations. On peut voir qu'ils sont toujours positionnés de la même manière :

- un suivant la direction des X+ machine, positionné à env. 30mm de la pointe,
- un suivant la direction des Y- machine, positionné à env. 30mm de la pointe,
- un suivant la direction des Z- machine, positionné à la base de l'outil.

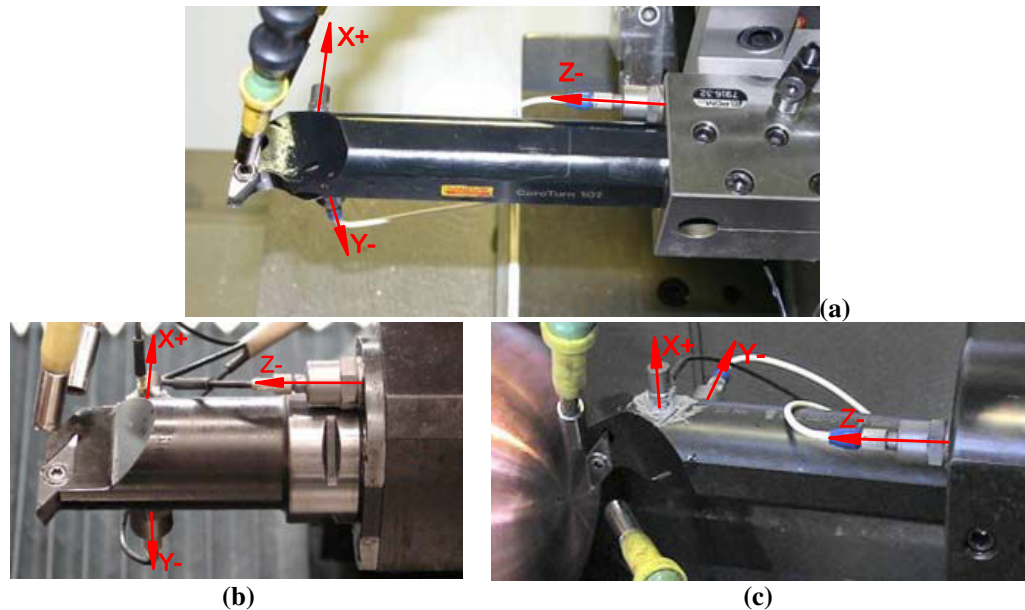


Figure 70 : Position des accéléromètres sur l'outil ;
(a) Position des accéléromètres sur le tour SOMAB du CEA
(b) Position des accéléromètres sur le tour REAL-MECA du CIRTES
(c) Position des accéléromètres sur le tour SOMAB de l'ENSAM

Pour chaque zone et dans chaque direction considérée, nous avons enregistré l'accélération en fonction du temps. Nous avons divisé cet enregistrement en 20 périodes égales, sur lesquelles nous avons mesuré l'amplitude crête à crête. Puis nous avons moyenné ces mesures sur les 20 périodes considérées afin d'obtenir une amplitude crête à crête moyenne. Ce sont ces paramètres que nous avons considérés pour notre étude. Par simplification, nous appellerons l'amplitude crête à crête moyenne suivant X, $VibsX$, l'amplitude crête à crête moyenne suivant Y, $VibsY$ et l'amplitude crête à crête moyenne suivant Z, $VibsZ$.

4.1.4.2. État de surface.

Les profils ont été mesurés à l'aide d'un appareil portable afin de pouvoir utiliser le même matériel quel que soit le site des essais. Nous avons donc choisi d'utiliser un profilomètre de type Surtronic 3+ de Taylor Hobson permettant l'acquisition du profil (filtré uniquement par le patin de référence du palpeur) et permettant le calcul des paramètres à posteriori à l'aide du logiciel TalyMap gold 4.1. Les paramètres retenus pour notre étude sont le Rz, le Ra, Le Wz et le AW (§1.2.2). Sur chaque site, le profilomètre a été vérifié à l'aide de deux étalons de rugosité : un étalon de Ra=6µm (Figure 71-(a)) et un étalon de Ra=0.1µm (Figure 71-(b)). Ces mesures nous permettent de qualifier notre moyen de mesure. Les résultats sont récapitulés dans le Tableau 11. Au vues de la justesse et de la fidélité, nos mesures seront comparables d'un site à l'autre.

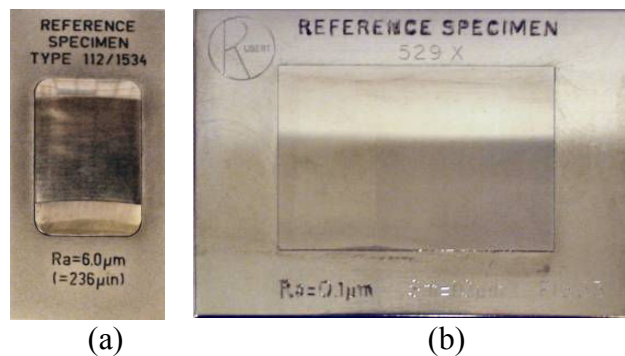


Figure 71 : Étalon de rugosité Ra ;
(a) Étalon Ra=6µm ; (b) Étalon Ra=0,1µm

Mesures d'étalons		
	Ra=0,1µm	Ra=6µm
moyenne	0,094	6,138
justesse	6,4%	2,3%
fidélité (+/-)	1,8%	1,4%

Tableau 11 : Qualification du moyen de mesure.

A l'issue de chaque essai, les profils des zones Z1, Z4, Z5 et Z6 ont été mesurés. Ces mesures ont été réalisées directement sur la machine, lorsque cela était possible ou sur un montage en dehors de la machine dans le cas contraire. La Figure 72 représente des mesures sur machine réalisées sur le tour SOMAB T500 de l'ENSAM et sur le tour CEA du CIRTES et la Figure 73 représente des mesures en dehors de la machine telles qu'elles ont été réalisées dans les trois configurations du CEA.

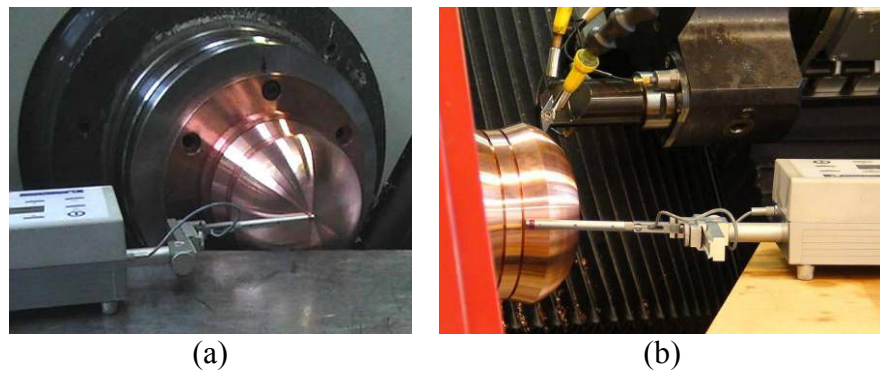


Figure 72 : Mesure de profils sur machine ; (a) sur le tour SOMAB T500 de l'ENSAM ; (b) sur le tour CEA du CIRTES

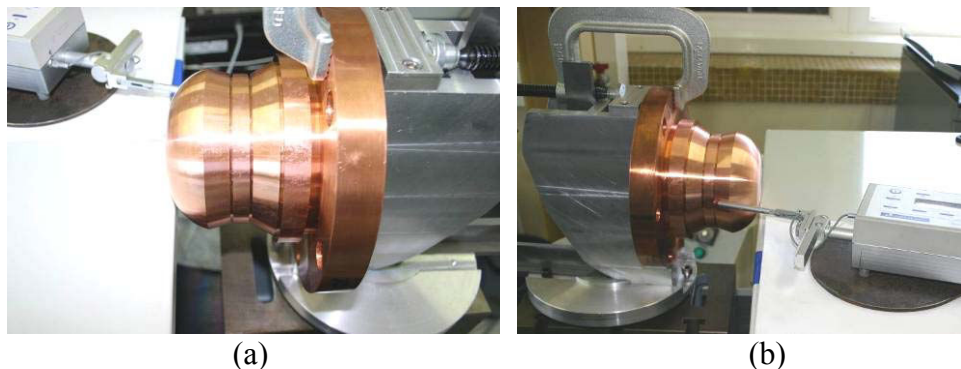


Figure 73 : Mesure de profils en dehors de la machine dans les trois configurations du CEA

Pour chaque zone, quatre profils sont mesurés à 90° sur la circonférence de l'éprouvette. Les paramètres d'état de surface sont mesurés pour chaque profil puis moyennés. Cette moyenne des quatre profils est considérée pour notre étude.

4.1.5 Synthèse.

Nous avons, dans les paragraphes précédents, défini notre plan d'expériences. Celui-ci comporte 4 variables d'entrées :

- La configuration machine / attachement : 5 niveaux (§4.1.3 et 4.1.3.1),
- La zone usinée : 4 niveaux (Z1, Z4, Z5 et Z6 ; Figure 63),
- La longueur de l'outil : 3 niveaux (90mm, 125mm et 160mm),

Et un paramètre complémentaire qui est l'état de la plaquette en 2 niveaux (plaquette neuve, plaquette non neuve).

Enfin, 7 variables de sorties (réponses mesurées) :

- 3 paramètres vibratoires : amplitude crête à crête moyenne suivant X, Y et Z (§4.1.4.1),
- 4 paramètres d'état de surface : Ra, Rz, Wz et AW (§4.1.4.2).

Nous avons effectué un plan complet répété 3 fois, soit un total de 180 combinaisons (Annexe1).

4.2 Analyses.

Dans les paragraphes suivant, nous analysons l'influence des variables d'entrée sur les réponses mesurées. Pour cela, on utilise classiquement l'analyse de la variance (ANOVA) or l'ANOVA est une méthode d'analyse statistique dite « paramétrique » qui suppose la normalité et l'homoscédasticité (égalité des variances) des distributions étudiées. Nous commençons par vérifier ces hypothèses. Ensuite, nous analysons l'influence des variables d'entrées sur les mesures ainsi que leurs effets. Enfin nous étudions les corrélations possibles entre les vibrations et l'état de surface.

4.2.1 Étude des distributions.

4.2.1.1. Définitions.

Moyenne :

La moyenne est la valeur unique que devraient avoir tous les individus d'une population (ou d'un échantillon) pour que leur total soit inchangé. C'est un critère de position.

Ici, la moyenne fait référence à la moyenne arithmétique. La moyenne arithmétique d'une série statistique est la moyenne ordinaire, c'est-à-dire le rapport de la somme d'une distribution d'un caractère statistique quantitatif discret par le nombre de valeurs dans la distribution.

Médiane :

La médiane est la valeur qui permet de partager une série numérique en deux parties de même nombre d'éléments.

Normalité d'une distribution :

En probabilité, une variable aléatoire suit une loi normale d'espérance μ et d'écart type σ si elle admet une densité de probabilité f telle que (4-1) :

$$(4-1) \quad f(x) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{x-\mu}{\sigma} \right)^2}$$

La densité de probabilité $f(x)$ d'une variable normale dessine une courbe dite courbe en cloche ou courbe de Gauss (Figure 74).

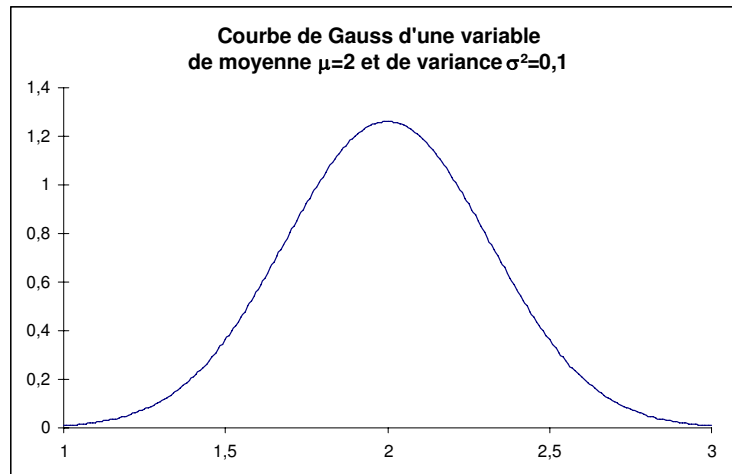


Figure 74 : Densité de probabilité d'un variable suivant une loi normale.

Homoscédasticité :

L'homoscédasticité correspond à la constance de la variance de la variable étudiée sur tout le domaine de la variable d'entrée. Dans notre cas, par exemple, la variance des vibrations Vib_s Y (variable étudiée) varie en fonction de la Zone (variable d'entrée). La variable Vib_s Y n'est pas homoscédastique.

Zone	Moy(Vib_s Y)	Var(Vib_s Y)
Zone 1	49,85 m/s ²	8396 (m/s ²) ²
Zone 4	42,71 m/s ²	4458 (m/s ²) ²
Zone 5	32,03 m/s ²	1969 (m/s ²) ²
Zone 6	30,29 m/s ²	1044 (m/s ²) ²

Tableau 12 : Evolution de la variance de Vib_s Y en fonction de la zone.

4.2.1.2. *Étude des distributions : méthode utilisées.*

L'étude de la distribution d'une variable peut être réalisée de manière assez simple par une représentation sous forme d'histogramme. Dans le cas de variables continues, comme dans notre cas, on découpe la population en classes de tailles identiques.

Le nombre de classes minimum K dépend du nombre de valeurs N dont on dispose. K peut être calculé par l'expression (4-2) :

$$(4-2) \quad K = 1 + \frac{10 \cdot \log(N)}{3}$$

Dans notre cas nous disposons de 180 valeurs, le nombre de classes minimum est donc de 8,5. Nous choisissons de découper nos distributions en 10 classes de même taille.

La taille h des classes est définie par le rapport entre l'étendue de la distribution par le nombre de classes (4-3) :

$$(4-3) \quad h = \frac{\text{valeur max} - \text{valeur min}}{K}$$

Une fois les classes définies, il ne reste plus qu'à dénombrer l'effectif de chaque classe (nombre de valeurs à l'intérieur de la classe) puis sa fréquence (rapport de l'effectif de la classe par l'effectif total de la distribution) en pourcentage.

On peut alors pour chaque variable représenter sa distribution sous forme d'histogramme. La Figure 75 représente l'histogramme d'une variable aléatoire distribuée normalement.

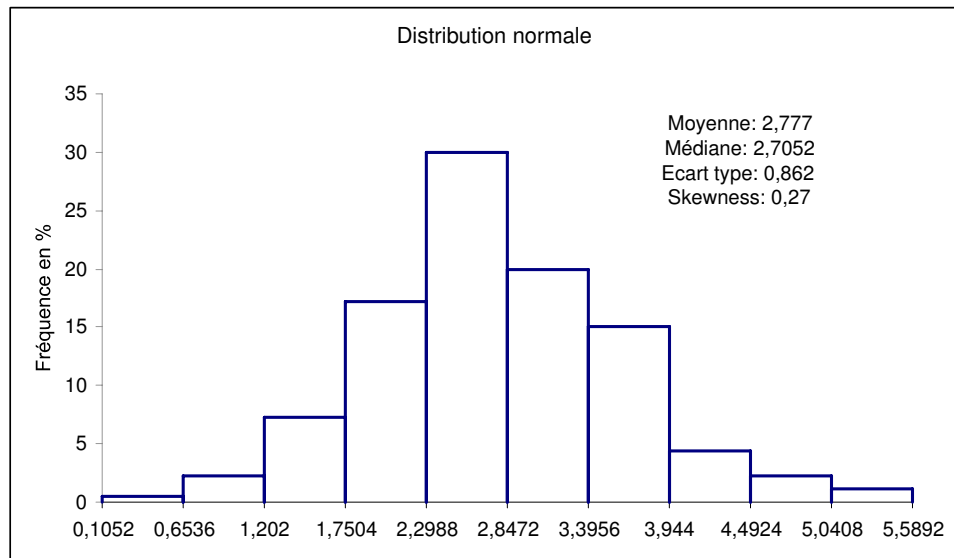


Figure 75 : Représentation sous forme d’histogramme d’une variable distribuée normalement. Histogramme tracé à partir d’une liste de 180 valeurs générées aléatoirement suivant une loi normale sous EXCEL et découpées en 10 classes de même taille.

Le calcul du coefficient de dissymétrie ou « skewness » de notre distribution est un indicateur de normalité de notre distribution. Il est défini par (4-4).

$$(4-4) \quad \text{Skewness} = \frac{N}{(N-1) \cdot (N-2)} \sum \left(\frac{x - \mu}{\sigma} \right)^3$$

Où N est le nombre d’observations

Une distribution normale a un coefficient de dissymétrie qui est nul. Lorsque la skewness est positive, on a une distribution qui est dissymétrique à gauche et lorsque la skewness est négative, on a une distribution qui est dissymétrique à droite.

D’autres méthodes graphiques (droite de Henry) et statistiques (test de Shapiro-Wilk, test de Lilliefors, test de Kolmogorov-Smirnov, test d’Agostino) peuvent être réalisées lorsque l’on souhaite une étude plus poussée. Dans notre cas, nous avons réalisé ces tests à l’aide du logiciel TANAGRA [71] afin de valider les conclusions issues de l’analyse des histogrammes. Dans la suite, nous donnerons les résultats de ces tests mais nous ne les détaillerons pas.

L'étude de l'homoscédasticité peut être réalisée par différents tests statistiques. Les plus utilisés étant le test de Levene, le test de Brown-Forsythe et le test de Bartlett. Nous avons réalisé ces trois tests à l'aide du logiciel TANAGRA [71]. Nous évoquerons, dans la suite, les résultats mais sans les détailler.

TANAGRA [71] est un logiciel libre d'analyse et de traitement statistique développé par le laboratoire ERIC (Equipe de Recherche en Ingénierie des Connaissances) de l'université Lyon 2. Ce logiciel est destiné à l'enseignement et à la recherche.

4.2.1.3. Étude des distributions : analyses.

Nous avons commencé par représenter les distributions de nos 7 variables mesurées sous la forme d'histogrammes (Figure 76 et Figure 77). Le tableau ci-dessous, présente ces histogrammes sur lesquels figurent également la moyenne, la médiane, l'écart type et la skewness de nos distributions.

Les histogrammes de la Figure 76 et de la Figure 77, nous montrent clairement qu'hormis la distribution du AW qui est presque normale, et celles du Ra et du Rz qui sont légèrement dissymétriques, toutes les autres distributions sont très fortement dissymétriques. Nos distributions ne sont donc pas « normales ».

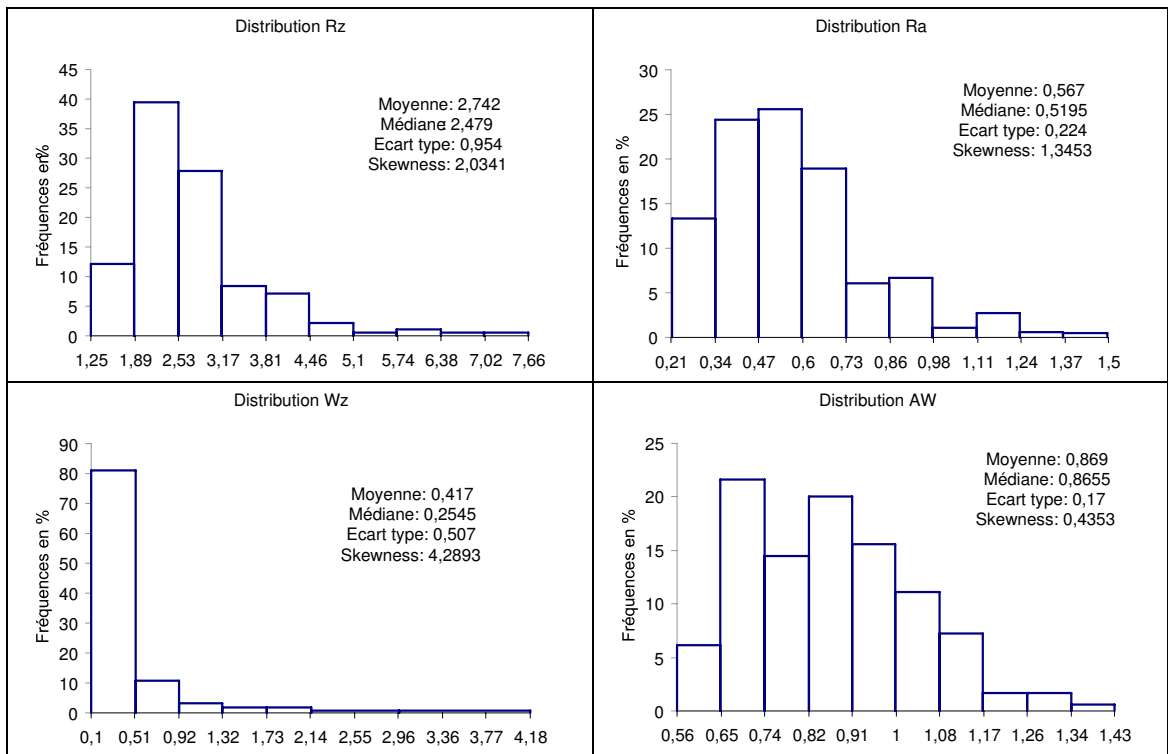


Figure 76 : Distribution de nos mesures d'état de surfaces

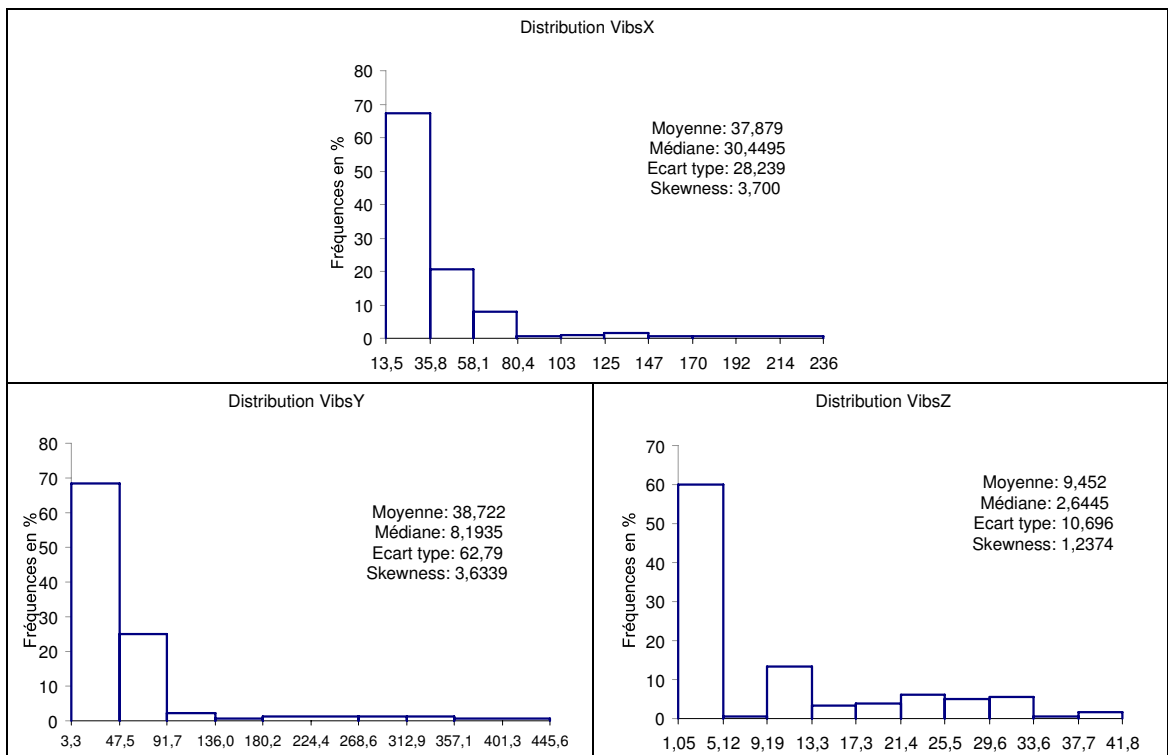


Figure 77 : Distributions de nos mesures de vibrations

4.2.1.4. Conclusion sur l'étude des distributions.

Compte tenu de l'allure des distributions, il est évident que l'hypothèse de normalité des distributions, nécessaire à la réalisation de l'ANOVA (classiquement utilisée), n'est pas vérifiée. Les résultats des tests de Shapiro-Wilk, de Lilliefors, de Kolmogorov-Smirnov, d'Agostino, réalisés à l'aide du logiciel TANAGRA, confirme la non-normalité de nos distributions.

De la même manière, nous avons étudié, à l'aide de TANAGRA, l'homoscédasticité par la réalisation des tests de Levene et de Brown-Forsythe. Les résultats font ressortir de nombreux cas d'hétéroscédasticité des variables d'étude. Nous proposons donc de réaliser notre analyse en utilisant l'équivalent non-paramétrique de l'ANOVA qui est l'analyse de Kruskal-Wallis.

4.2.2 Analyse de Kruskal-Wallis (KW).

L'analyse de la variance de Kruskal-Wallis est une analyse non paramétrique. Les tests statistiques non-paramétriques travaillent sur les rangs des valeurs et ne font donc aucune hypothèse sur les distributions. Il s'agit de tester l'hypothèse, appelée hypothèse nulle H_0 , selon laquelle tous les échantillons proviennent de populations identiques (l'influence du paramètre étudié n'est pas significative sur le critère mesuré).

Le principe est le suivant :

1. On calcule la valeur observé du H
 - a. On classe les données de tous les groupes combinés par ordre croissant, puis on assigne une valeur de rang à chaque donnée indépendamment du groupe auquel elle appartient.
 - S'il y a N observations, on doit avoir N rangs, de 1 à N.
 - Si plusieurs rangs ont la même valeur mesurée, alors on leur attribue le rang moyen des valeurs.

- b. On calcule les sommes des rangs de chaque groupe R_j et la somme totale des rangs R .
- c. Soit on passe par les rangs moyens et on calcule H par l'expression (4-5) :

$$(4-5) \quad H = \frac{12}{N \cdot (N+1)} \sum_{j=1}^k n_j (\bar{R}_j - \bar{R})^2$$

Où n_j est le nombre d'observations dans le groupe j .

Soit on calcule H en utilisant la formule de Howell (4-6)

$$(4-6) \quad H = \left(\frac{12}{N \cdot (N+1)} \sum_{j=1}^k \frac{R_j^2}{n_j} \right) - 3 \cdot (N-1)$$

- d. Si nécessaire, on calcule le H corrigé H_{corr} qui prend en compte le fait d'avoir des rangs ex-æquo. On calcule le facteur de correction FC qui dépend de l'effectif t des rangs donnant lieu à des ex-æquo et du nombre total d'observations N . Le facteur de correction FC est calculé par l'expression (4-7) :

$$(4-7) \quad FC = 1 - \frac{\sum t^3 - \sum t}{N^3 - N}$$

Et H_{corr} est donné par l'expression (4-8)

$$(4-8) \quad H_{corr} = \frac{H}{FC}$$

2. Se fixer une probabilité (α_{seuil}) à partir de laquelle on considèrera que l'influence du paramètre en question n'est pas significative sur la réponse observée. Dans notre cas, nous choisissons α_{seuil} égale à 0.01 (soit 1%). Ce qui signifie que s'il y a plus de 1 chance sur 100 que le paramètre ne soit pas significativement influent, alors nous considérerons qu'il ne l'est pas.
3. Trouver la valeur critique $H_{c\alpha}$ correspondant au seuil choisi. Cette valeur est, soit issue de la table de Kruskal-Wallis corres-

pendant au seuil choisi connaissant le nombre de groupe et le nombre d'observations dans le groupe, soit issue de la table du χ^2 correspondant au seuil choisi connaissant les degrés de liberté (dl, qui sont égaux à (k-1)). Or, notre cas est en dehors des tables de Kruskal-Wallis, le $H_{c0.01}$ est issu de la table du χ^2 à (k-1) dl.

4. Comparer H_{corr} et $H_{c0.01}$. Si $H_{corr} > H_{c0.01}$ alors cela signifie qu'il y a plus de 99 chances sur 100 que le paramètre ait une influence significative sur le critère mesuré.

4bis. Trouver dans la table du χ^2 la probabilité p de dépassement de la valeur critique. Si $p < \alpha$, on rejette l'hypothèse nulle H_0 et l'influence du paramètre étudié est considérée significative sur le critère mesuré.

En pratique, la plupart des logiciels de traitements statistiques des données (Data Mining) intègrent l'analyse de Kruskal-Wallis (KW). Pour notre étude, nous avons utilisé un logiciel libre TANAGRA [71].

Note : Dans la suite du document, et afin de simplifier les commentaires, nous écrivons que le paramètre est influant, pour signifier que l'influence du paramètre sur la variable étudiée est significative. De la même manière, nous écrivons que le paramètre n'est pas influant pour signifier que l'influence du paramètre sur la variable étudiée n'est pas significative.

4.2.2.1. Influence des variables d'entrées sur les paramètres mesurés.

En utilisant le logiciel TANGRA, nous avons pu réaliser l'analyse de Kruskal-Wallis sur nos données. Le tableau complet des résultats est présenté en annexe. Le Tableau 13 synthétise l'influence des paramètres étudiés (configuration machine-attachement, longueur de sortie d'outil, zone usinée, état de la plaquette) sur les critères d'état de surface que nous avons choisis.

		Rz			Ra			Wz			AW		
Cfg M-A	Hcorr	19,15	0,07%	Hcorr	17,78	0,14%	Hcorr	16,35	0,26%	Hcorr	17,62	0,15%	
	Hc0,01	13,28		Hc0,01	13,28		Hc0,01	13,28		Hc0,01	13,28		
Soutil	Hcorr	5,72	5,73%	Hcorr	4,43	10,93%	Hcorr	34,02	0,00%	Hcorr	1,86	39,53%	
	Hc0,01	9,21		Hc0,01	9,21		Hc0,01	9,21		Hc0,01	9,21		
z	Hcorr	47,66	0,00%	Hcorr	65,93	0,00%	Hcorr	47,61	0,00%	Hcorr	100,08	0,00%	
	Hc0,01	11,34		Hc0,01	11,34		Hc0,01	11,34		Hc0,01	11,34		
Plaquettes neuves	Hcorr	9,42	0,21%	Hcorr	7,31	0,69%	Hcorr	0,47	49,26%	Hcorr	0,09	76,36%	
	Hc0,01	6,63		Hc0,01	6,63		Hc0,01	6,63		Hc0,01	6,63		

Tableau 13 : Influence des paramètres étudiés sur les critères d'état de surface.

On peut voir sur le Tableau 13, que deux paramètres influent ($p < 1\%$) sur les quatre critères d'état de surface mesurés. Il s'agit de la zone usinée (ou encore du type d'usinage réalisé : chariotage, dressage, cône ou rayon) et de la configuration machine-attachement. On remarque également que, dans la plage testée, la longueur de sortie de l'outil n'est influente que sur l'ondulation Wz. Enfin, le fait d'avoir une plaquette neuve ou non n'influe que sur les critères de rugosité. Ce dernier résultat n'est pas étonnant dans la mesure où on connaît bien l'importance du rayon de bec de l'outil sur la rugosité, surtout dans des conditions de super finition [8].

Le Tableau 14 synthétise l'influence des paramètres étudiés sur les amplitudes crête-à-crête moyennes suivant les trois directions considérées.

		VibsX		VibsY		VibsZ		
Cfg M-A	Hcorr	88,74	0,00%	Hcorr	130,56	0,00%	Hcorr	137,34
	Hc0,01	13,28		Hc0,01	13,28		Hc0,01	13,28
Soutil	Hcorr	35,61	0,00%	Hcorr	28,37	0,00%	Hcorr	1,26
	Hc0,01	9,21		Hc0,01	9,21		Hc0,01	9,21
Z	Hcorr	3,08	37,96%	Hcorr	0,82	84,50%	Hcorr	5,06
	Hc0,01	11,34		Hc0,01	11,34		Hc0,01	11,34
Plaquettes neuves	Hcorr	7,15	0,75%	Hcorr	3,07	7,98%	Hcorr	0,35
	Hc0,01	6,63		Hc0,01	6,63		Hc0,01	6,63

Tableau 14 : Influence des paramètres étudiés sur les critères de vibrations.

Ce tableau montre que seule la configuration machine-attachement influe sur l'amplitude crête-à-crête moyenne des vibrations suivant les trois directions. La sortie d'outil, quant à elle, est très influente sur ces vibrations mais uniquement suivant les directions X (radiale à la pièce) et Y (tangentielle à la pièce). L'état de la plaquette, n'influe que sur les vibrations suivant X. Enfin, la zone usinée n'a pas d'influence sur nos critères vibratoires.

Synthèse :

Nous avons, dans cette partie, identifié l'influence des paramètres étudiés sur les critères d'état de surface et de vibrations mesurées. On remarque que seule la configuration machine-attachement est influente à la fois sur l'état de surface et sur les vibrations. La sortie d'outil influe seulement sur l'ondulation Wz et les vibrations suivant X et Y. L'état des plaquettes n'influe que sur les critères de rugosité (Ra et Rz) et les vibrations suivant X. Et la zone usinée, qui est le paramètre le plus influant sur l'ensemble des critères d'état de surface, n'est pas influente sur les vibrations.

4.2.2.2. Effets des variables d'entrées sur les paramètres mesurés.

A présent, nous allons quantifier les effets des variables, sur les critères mesurés que sont les rugosités (Ra et Rz), l'ondulation (Wz), le pas d'ondulation AW et les amplitudes crête-à-crête moyennes des vibrations suivant les directions X, Y et Z (VibsX, VibsY et VibsZ). Nous présentons les effets de chaque paramètre en rappelant s'il est influant ou non sur le critère en question. Nous rappelons sur chaque graphe le

pourcentage de chance que le paramètre ne soit pas significativement influant, au seuil de 1%. Enfin, nous reportons sur chaque graphe, l'écart en pourcentage entre la valeur maximale et la valeur minimale du critère mesuré (4-9).

(4-9)

$$\% = 1 - \frac{\min}{\text{Max}}$$

A. Effet de la configuration Machine-Attachement :

Les Figure 78 et 81, représentent les effets de la configuration machine-attachement respectivement sur les critères d'état de surface et sur les critères vibratoires.

Sur la Figure 78, on remarque que quel que soit le critère d'état de surface considéré, la configuration machine-attachement a une importance significative.

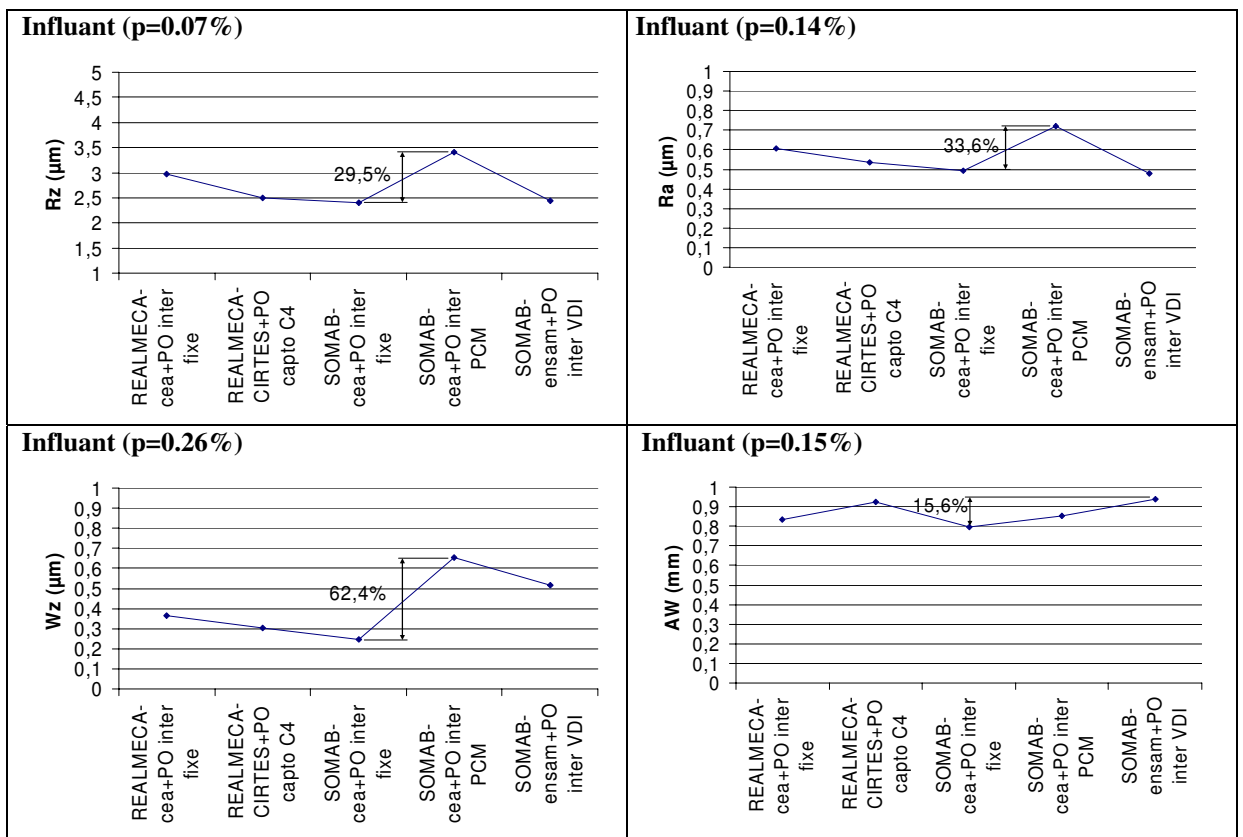


Figure 78 : Effets de la configuration machine-attachement sur l'état de surface. - Moyenne des mesures (voir §4.1.4) -

Bien que l'effet sur le pas d'ondulation (AW) soit limité, l'effet sur la rugosité arithmétique (Ra) ainsi que sur les hauteurs maximales des profils de rugosité et d'ondulation (Rz et Wz), est suffisamment important pour pouvoir discriminer les configurations entre elles.

On peut donc remarquer plusieurs points intéressants :

- la machine permettant d'obtenir le meilleur état de surface est le tour SOMAB T450 du CEA équipé du système d'attachement fixe (§4.1.3.1 - Figure 67-b). La machine donnant les états de surface les moins bons est également le tour SOMAB T450 mais équipée du système d'attachement par queue d'aronde (PCM - Figure 67-c). Ceci montre clairement l'influence du système d'attachement de l'outil sur l'état de surface.
- la comparaison des résultats obtenus par nos deux tours REALMECA, qui sont identiques à l'exception du système d'attachement, permet de mettre en évidence l'efficacité, sur la qualité des surfaces usinées, du système d'attachement CAPTO.

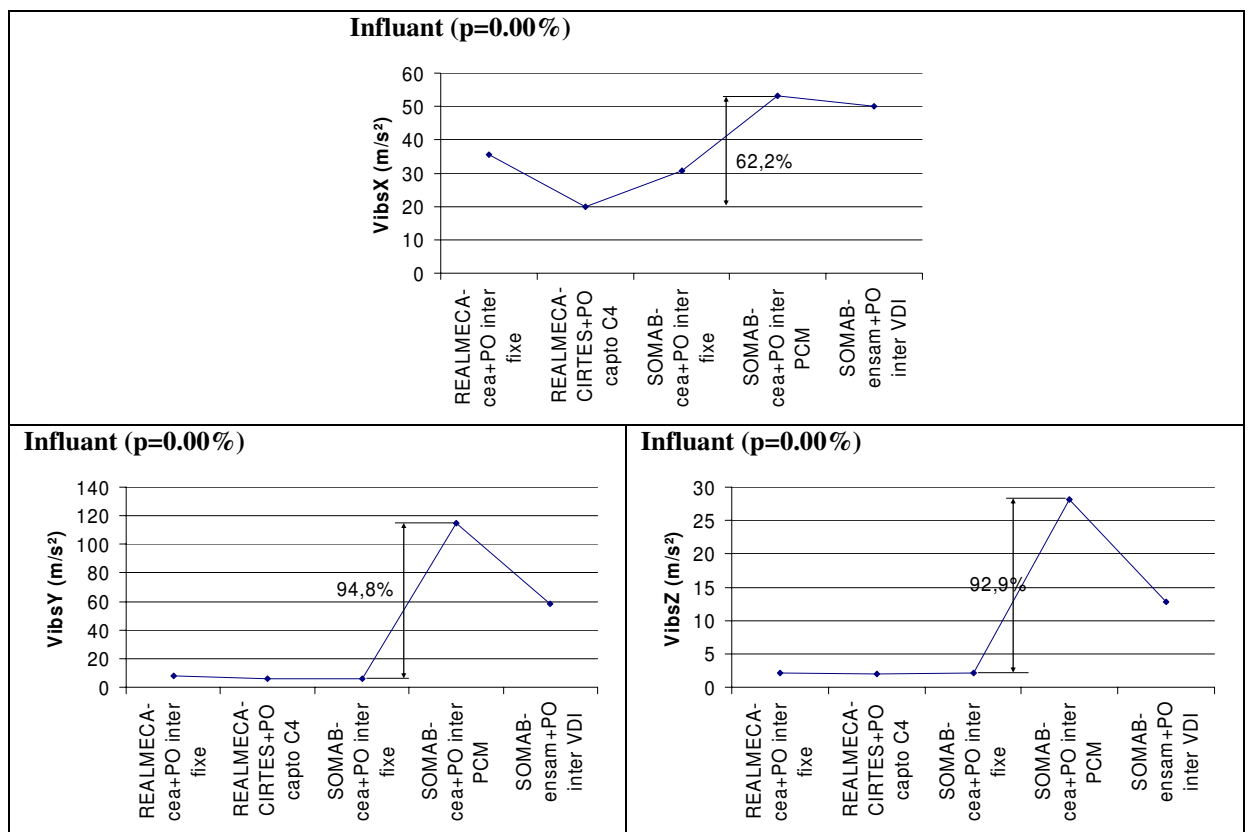


Figure 79 : Effets de la configuration machine-attachement sur les vibrations. - Moyenne des mesures (voir §4.1.4) -

La Figure 79, met en évidence l'influence de la configuration machine-attachement sur l'amplitude crête-à-crête moyenne des vibrations suivant les trois directions mesurées. En comparant les vibrations suivant les trois directions, on note que ce sont les vibrations suivant l'axe X (Figure 70), qui permettent le mieux de qualifier l'influence de la configuration machine-attachement sur les vibrations. En effet, lorsque l'on observe une différence de 35% suivant l'axe X entre le tour REALMECA du CIRTES et le tour SOMAB du CEA avec attachement « fixe », cette différence n'est que de 5% suivant l'axe Y et de 6,5% suivant l'axe Z.

Ensuite, il ressort que la configuration dans laquelle les vibrations en cours d'usinage sont les plus faibles, est celle du tour REALMECA du CIRTES muni d'un attachement CAPTO C4. Cette configuration permet d'obtenir de très bons états de surface (Figure 78) mais pas les meilleurs.

Par contre, la configuration constituée du tour SOMAB T450 du CEA avec un attachement « fixe » permet l'obtention des meilleurs états de surface malgré des vibrations d'amplitudes plus importantes.

Cela signifie qu'il ne suffit pas d'avoir un niveau de vibration faible pour produire des états de surface optimaux.

Cette remarque est aussi vraie pour le tour SOMAB muni d'un porte outil à attachement VDI (Figure 66). En effet, on voit clairement (Figure 78 et Figure 79) que le comportement de cette configuration permet d'obtenir de très bons états de surface (Ra et Rz) malgré des vibrations parmi les plus importantes. Ce qui semble être la cause d'une ondulation (Wz) importante.

Ainsi, nous pouvons classer nos 5 configurations de la manière suivante :

- Trois configurations permettent d'obtenir des états de surface (rugosité et ondulation) meilleurs que les autres avec des niveaux de vibrations faibles :
 1. Le tour SOMAB avec attachement « fixe »,
 2. Le tour REALMECA avec attachement CAPTO C4,
 3. Le tour REALMECA avec attachement « fixe ».

- Une configuration permet d'obtenir une très bonne rugosité (R_a et R_z) mais une ondulation (W_z) importante avec des niveaux de vibrations élevés mais bien « acceptés » par la structure de la machine :

4. Le tour SOMAB avec attachement VDI.

- Une configuration permet d'obtenir des états de surface (ondulation et rugosité) bien plus mauvaise que les autres avec des niveaux vibratoires très élevés :

5. Le tour SOMAB avec attachement PCM.

Enfin, une analyse comparative des FRF (Fonction de Réponse en Fréquences) de nos 5 configurations, considérant les 3 directions et plusieurs sorties d'outil, fait apparaître que l'on peut classer le comportement de nos configurations en 2 groupes :

- un 1^{er} groupe constitué des configurations suivantes : tour REALMECA CEA avec attachement fixe, tour SOMAB T450 avec attachement fixe et tour REALMECA avec attachement CAPTO,
- un 2^{ème} groupe constitué Des configurations suivantes : tour SOMAB T450 avec attachement à queue d'aronde (PCM) et tour SOMAB T500 avec attachement VDI.

Ces deux groupes se distinguent par un comportement dynamique très différent. En effet, les configurations du premier groupe présentent un seul mode directionnel suivant l'axe X. On peut donc, pour les configurations machine-attachement du groupe 1, assimiler notre système usinant à un système à un degré de liberté (1 DDL). Dans ce cas le phénomène de couplage des modes directionnels décrit au §1.3.2.3 n'est pas possible. La Figure 80 montre très clairement que les FRF suivant les axes Y et Z sont quasiment inexistantes par rapport à la FRF suivant l'axe X.

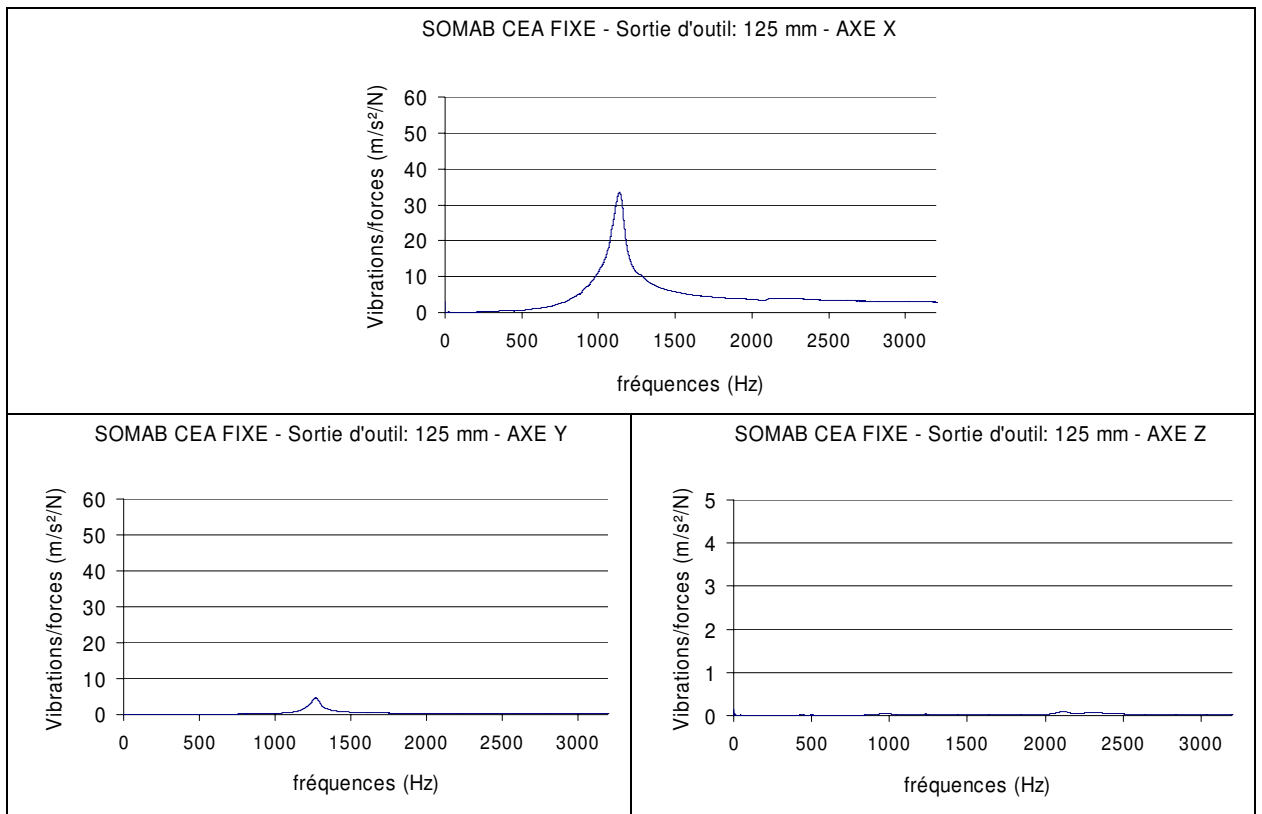


Figure 80 : Formes caractéristiques des FRF suivant les axes X, Y et Z des configurations du groupe 1 – FRF issues du sonnage du tour SOMAB T450 du CEA avec un attachement fixe et une longueur de sortie d’outil de 125mm.

Les configurations du second groupe, présentent deux modes directionnels, le premier suivant l’axe X et le second suivant l’axe Y. Pour les configurations machine-attachement du second groupe, notre système usinant est assimilé à un système à 2 ddl, permettant ainsi l’apparition du phénomène de couplage des modes.

La Figure 81 montre très clairement que les axes X et Y ont des FRF significatives et fortement couplé, tandis que la FRF suivant l’axe Z est nulle.

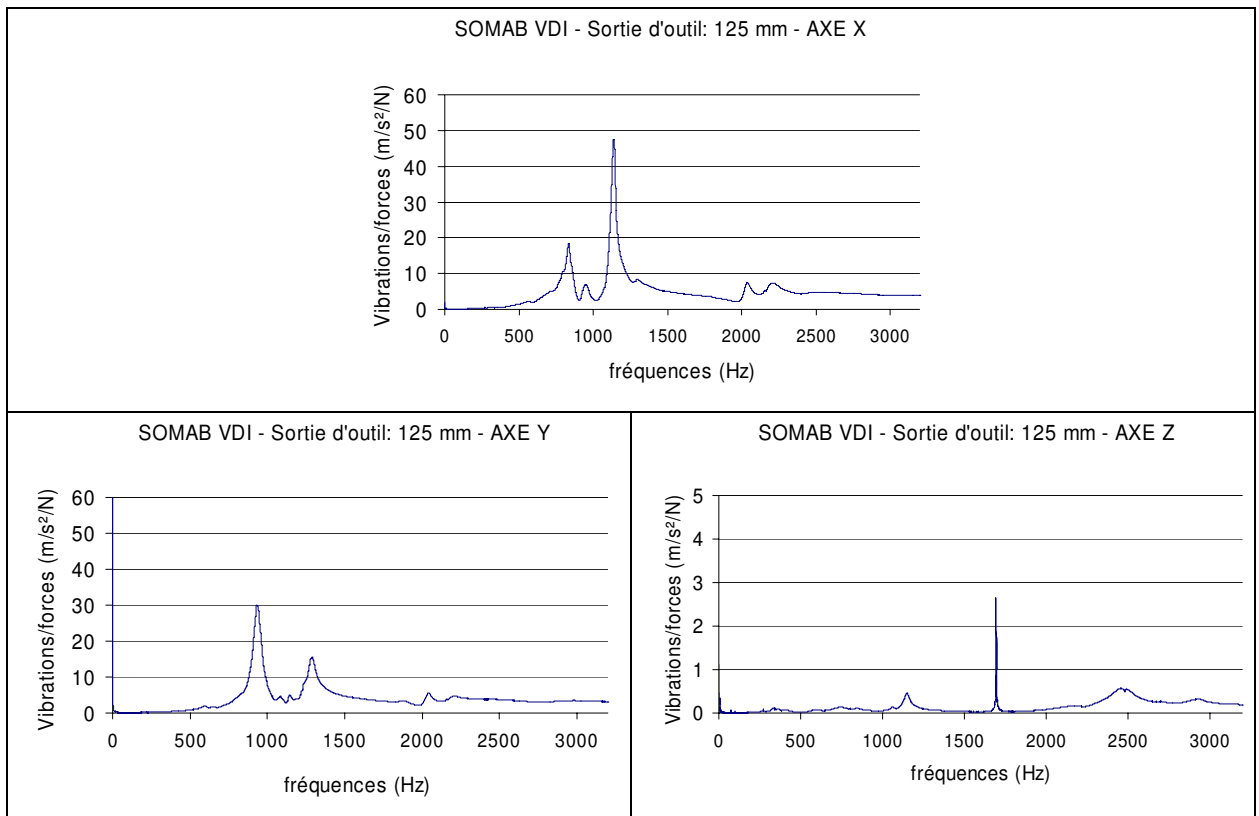


Figure 81 : Formes caractéristiques des FRF suivant les axes X, Y et Z des configurations du groupe 2 – FRF issues du sonnage du tour SOMAB T500 de l'ENSAM avec un attachement VDI et une longueur de sortie d'outil de 125mm.

Au regard des FRF des différentes configurations machine-attachement et de la classification que nous avons réalisé à l'issue de l'analyse des effets, il apparaît que l'étude des FRF permet une classification des configurations machine-attachement identique à celle que nous avons établi précédemment. Cela signifie qu'il serait possible de qualifier l'aptitude d'une configuration machine-attachement-outil, à générer de bons états de surface par de simples tests d'impacts. L'un des principaux critères permettant le choix d'une bonne configuration serait de choisir un système à un ddl.

B. Effet de la longueur de sortie d'outil :

Les Figure 82 et 83, représentent les effets de la longueur de sortie de l'outil respectivement sur les critères d'état de surface et sur les critères vibratoires.

L'effet de la longueur de sortie d'outil, que nous observons sur les Figure 82 et 83 est conforme aux résultats connus dans la littérature. C'est-à-dire que les vibrations et l'état de surface se dégradent très fortement lorsque le rapport longueur sur diamètre (L/D) dépasse 4. Rappelons que pour nos essais, la longueur de sortie d'outil de 90mm correspond à un rapport L/D de 2.8, celle de 125mm, à un rapport L/D de 3.9 et celle de 160mm, à un rapport L/D de 5.

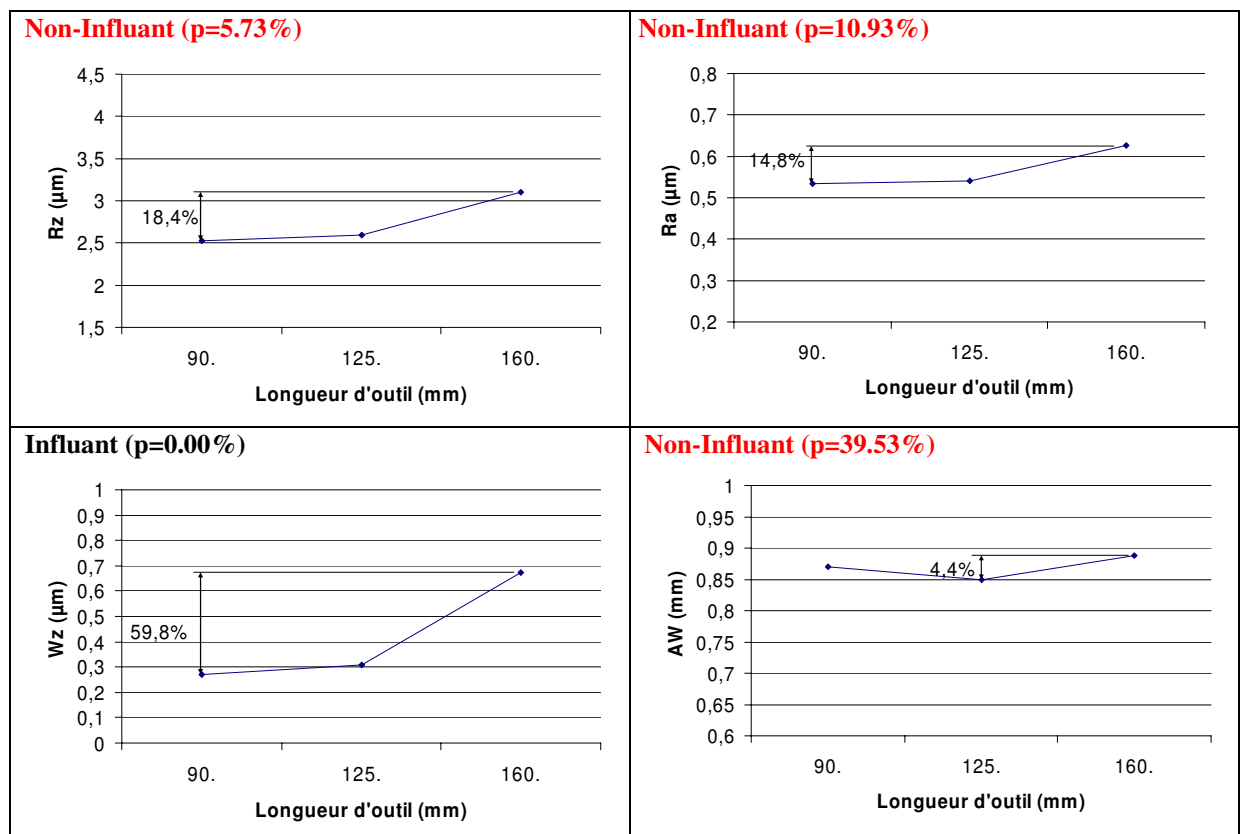


Figure 82 : Effets de la longueur de sortie d'outil sur l'état de surface.
- Moyenne des mesures (voir §4.1.4) -

On peut observer que les effets sur les paramètres d'états de surface Ra, Rz et Wz évoluent de la même manière que les effets sur les vibrations suivant X et Y, alors que les effets sur les vibrations suivant Z évoluent identiquement au pas d'ondulation AW. Ceci peut laisser supposer que ces paramètres sont corrélés entre eux.

On remarque sur la Figure 83 que ce sont les vibrations suivant Y qui permettent le mieux de qualifier l'influence de la longueur de sortie d'outil. En effet, on observe 25% de réduction des vibrations suivant l'axe Y entre une sortie d'outil de 125mm et une sortie d'outil de 90mm alors que suivant l'axe X, la diminution observée est seulement de 8%.

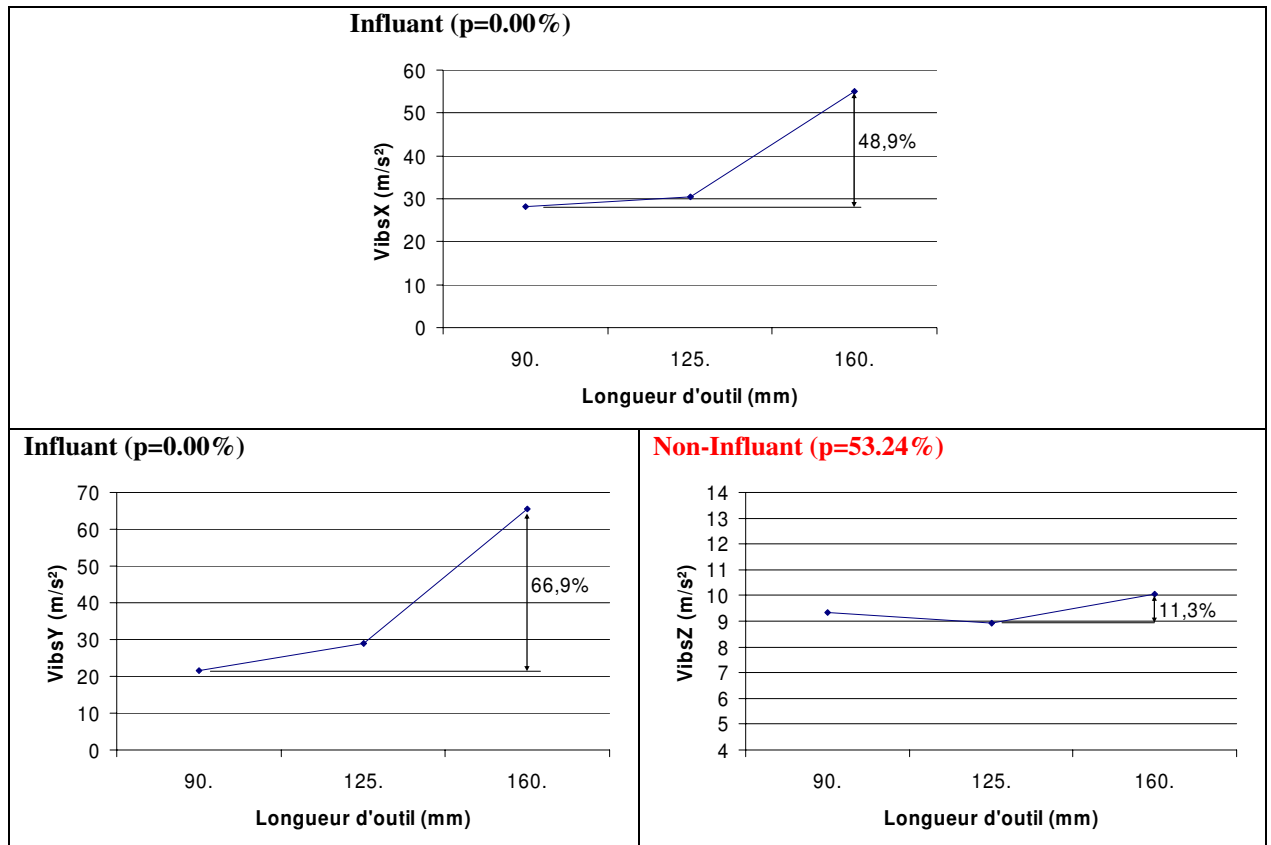


Figure 83 : Effets de la longueur de sortie d'outil sur les vibrations.
 - Moyenne des mesures (voir §4.1.4) -

C. Effet de la longueur de la zone usinée :

Les Figure 84 et 85, représentent les effets de la zone usinée respectivement sur les critères d'état de surface et sur les critères vibratoires.

Sur la Figure 84, on remarque que quel que soit le critère d'état de surface considéré, la zone usinée a une importance significative.

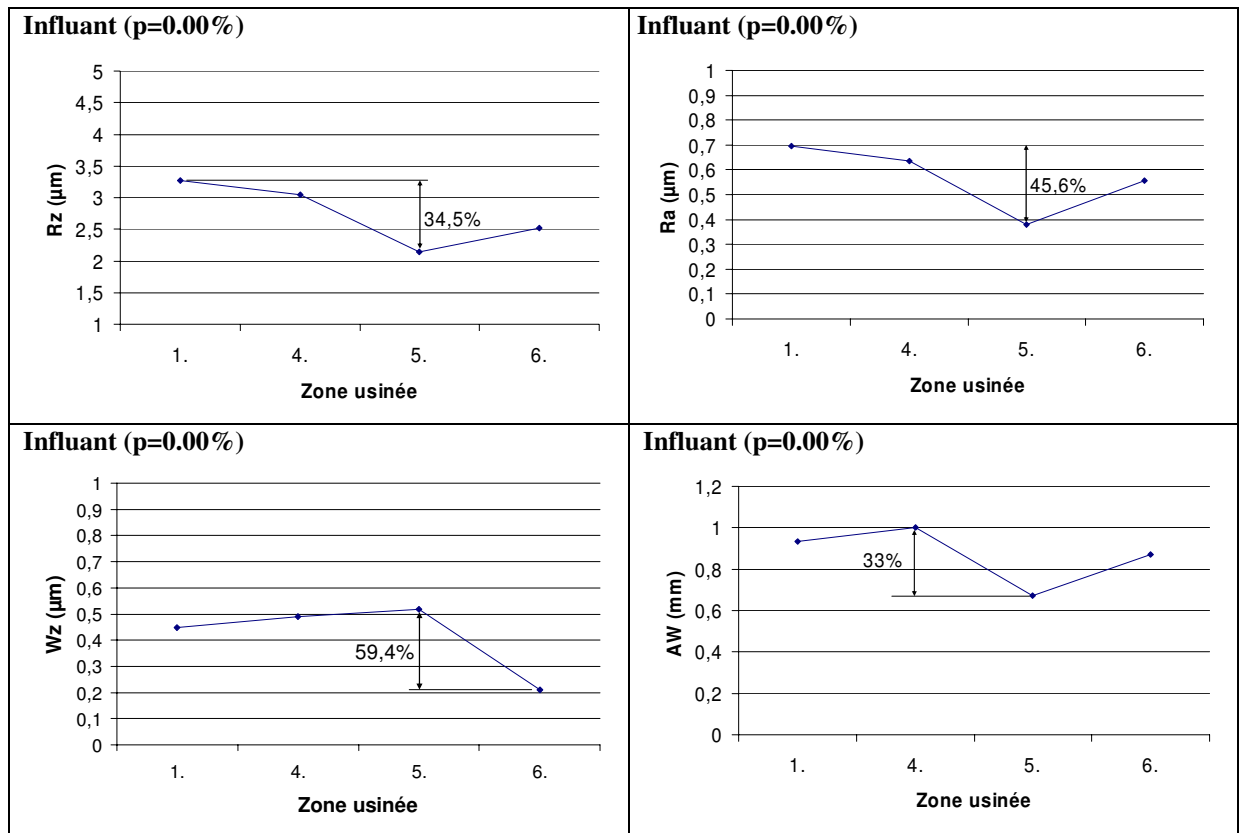


Figure 84 : Effets de la zone usinée sur l'état de surfaces.
- Moyenne des mesures (voir §4.1.4) -

La Figure 85 met en évidence un phénomène tout à fait intéressant. En effet, les vibrations mesurées montrent clairement des différences, pouvant aller jusqu'à 40% suivant l'axe Y, et pourtant, l'analyse de KW montre, avec un pourcentage de chance très élevé, que ces variations ne sont pas dues à la zone usinée. Par contre, on voit que lors de l'usinage des zones 4, 5 et 6, les vibrations sont plus faibles que dans la zone 1. Une explication possible est que la vitesse de rotation de la broche varie continument dans ces zones (§3.3.4 - Figure 62). Ce qui stabilise l'usinage en empêchant l'établissement de phénomènes stationnaires [58-60].

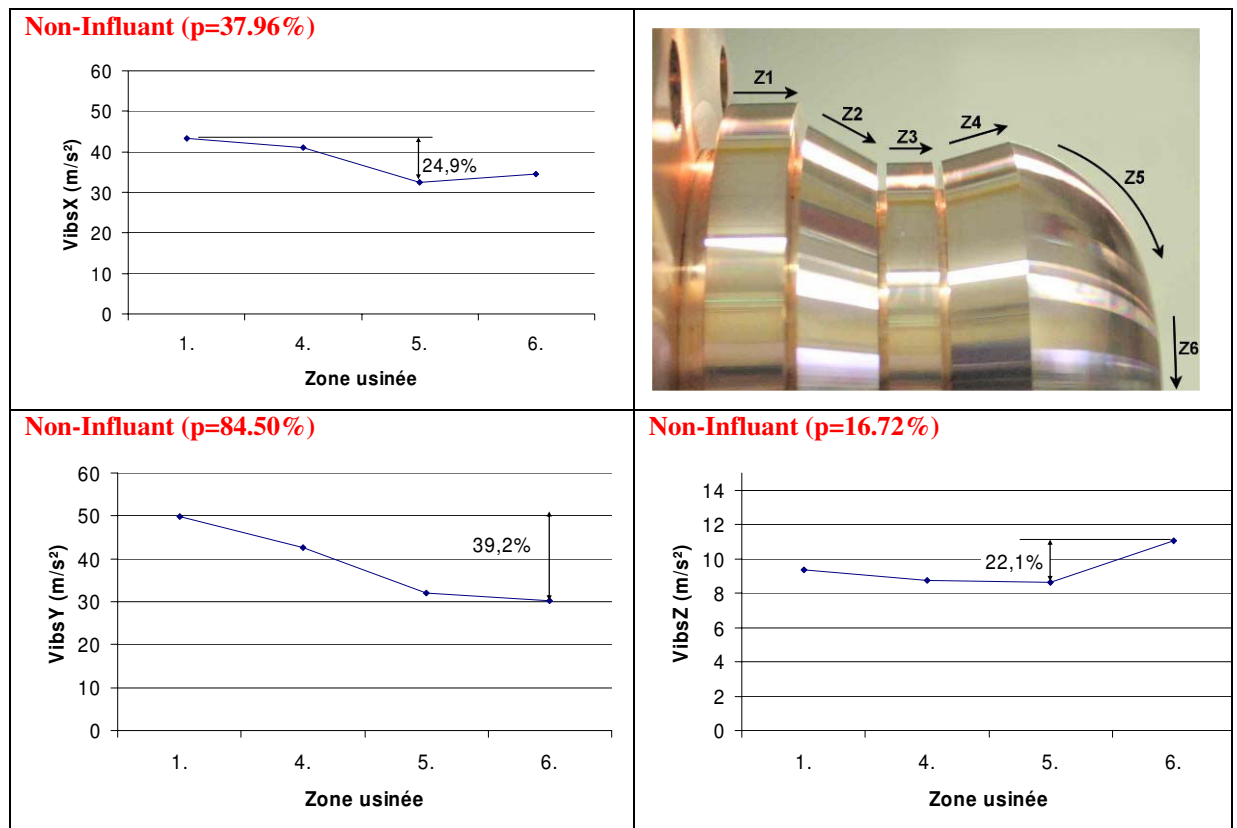


Figure 85 : Effets de la zone usinée sur les vibrations.
- Moyenne des mesures (voir §4.1.4) -

Au vu de la similitude des effets de la zone usinée sur les paramètres de rugosité R_a et R_z (Figure 84) ainsi que sur les vibrations suivant les axes X et Y (Figure 85), des corrélations semblent possibles entre la rugosité et les vibrations.

D. Effet de l'état de la plaquette :

Enfin, les Figure 86 et 87 représentent les effets de l'utilisation d'une plaquette neuve ou d'une plaquette ayant déjà réalisé au moins un essai.

Bien que non planifiée au moment de la mise en place du plan d'expérience, cette analyse est très intéressante. En effet, elle nous permet de confirmer l'influence néfaste (bien connue) de l'usure de la

plaquette sur la rugosité (Ra et Rz - Figure 86). Elle nous permet de voir l'influence, bénéfique cette fois, sur les vibrations suivant l'axe X (Figure 87).

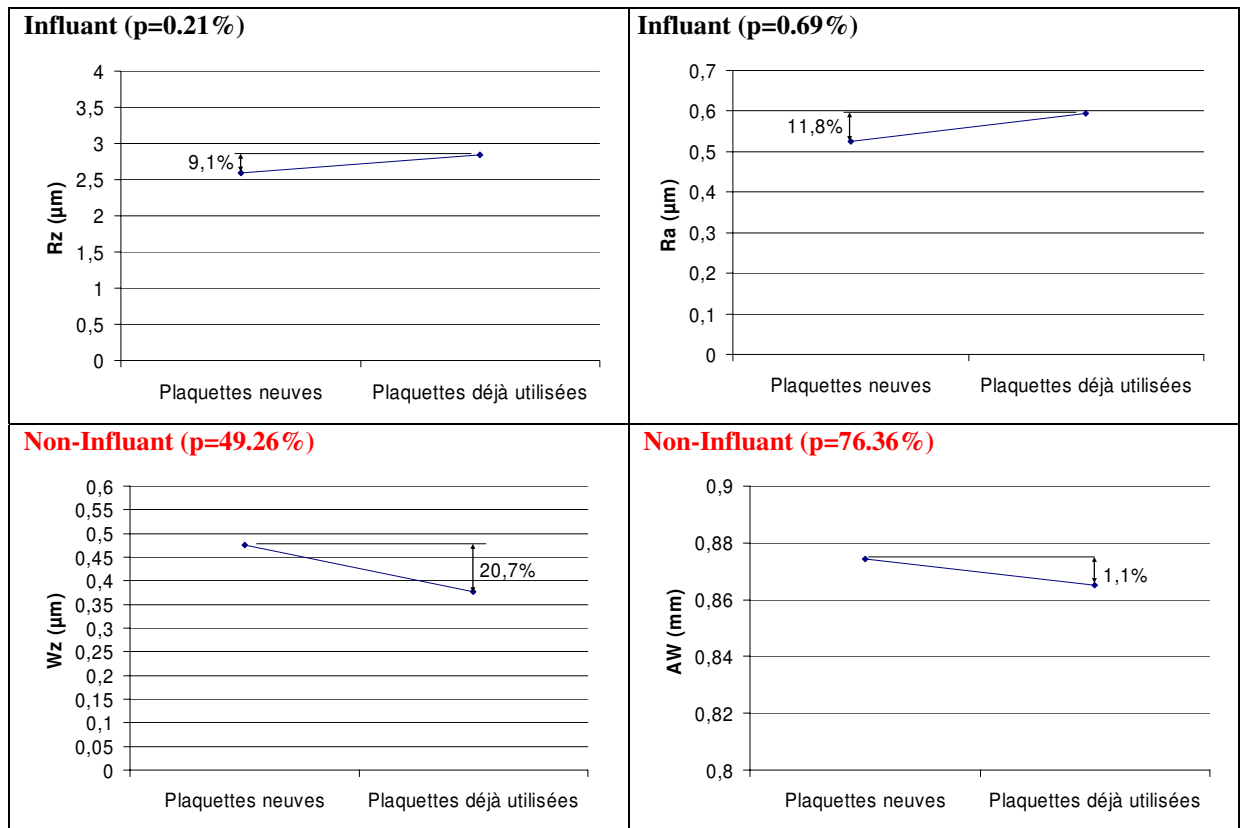
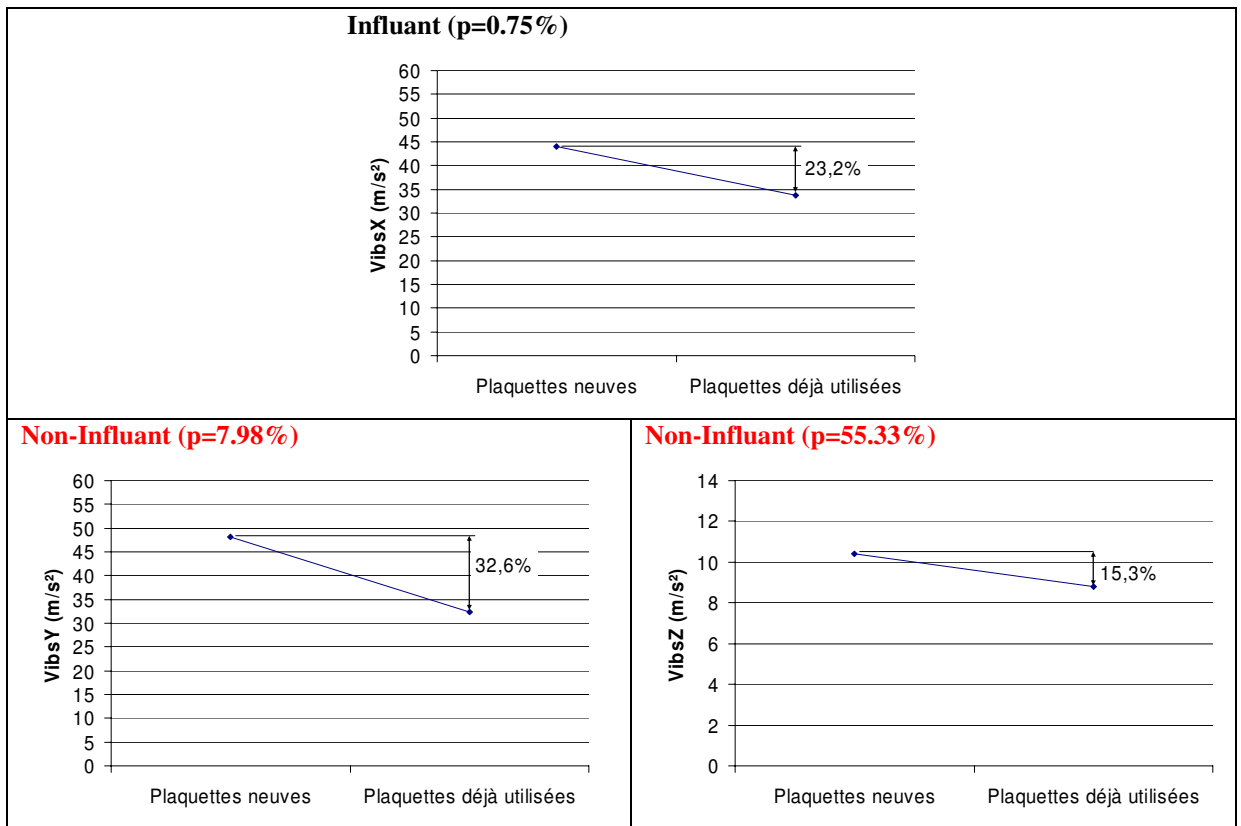


Figure 86 : Effets de l'état de la plaquette sur l'état de surface.
 - Moyenne des mesures (voir §4.1.4) -

L'influence de l'état de la plaquette semble, au vu de l'analyse de KW, non significative sur les autres critères étudiés (Wz, AW, VibsY et Vibs Z). On observe tout de même au niveau des effets sur l'ondulation Wz et sur les vibrations suivant Y, une diminution importante (20% sur l'ondulation Wz et 32% sur les vibrations suivant Y) qui laisse présager une possible corrélation entre les vibrations et l'ondulation.



**Figure 87 : Effets de l'état de la plaquette sur les vibrations.
- Moyenne des mesures (voir §4.1.4) -**

4.2.2.3. Synthèse de l'analyse des effets.

Cette analyse des effets permet de compléter l'étude de KW, par la représentation graphique de l'évolution des critères mesurés en fonction des différents niveaux pris par les variables.

En particulier, l'étude de l'effet de la configuration Machine-attachement sur les critères d'état de surface Ra, Rz et Wz et de vibrations suivant l'axe X, permet pour chacun de ces critères une classification des différentes configurations de la plus favorable à la plus néfaste.

Cette étude a également mis en évidence l'influence de l'attachement. En effet, on a pu montrer que l'attachement de type

CAPTO (Figure 69-c) était préférable à l'attachement que nous avons appelé « fixe » (Figure 68-b), quel que soit le critère considéré et que ce dernier (Figure 67-b) était préférable à l'attachement PCM (Figure 67-c).

L'étude des effets de la sortie d'outil a mis en évidence la prépondérance du pouvoir discriminant des vibrations suivant l'axe Y sur l'effet de la sortie d'outil par rapport aux autres critères. De plus, cette étude a permis de faire ressortir les possibles corrélations entre les critères d'état de surface R_a , R_z , W_z et les vibrations suivant les axes X et Y d'une part, et entre le pas d'ondulation AW et les vibrations suivant Z, d'autre part.

L'étude des effets de la zone usinée met en évidence le rôle bénéfique de la variation continue de la fréquence de rotation de la broche sur les amplitudes moyennes des vibrations. On peut remarquer également par cette étude, que des corrélations sont possibles entre les critères d'état de surface et les vibrations suivant les axes X et Y.

4.2.3 Étude des corrélations entre les vibrations et les états de surface.

Dans le paragraphe précédent, nous avons étudié les effets des paramètres sur les vibrations et les états de surface. Nous avons pu remarquer, dans de nombreux cas, que les états de surface semblent évoluer de la même manière que les vibrations. Nous allons étudier plus précisément ces corrélations.

Après avoir défini les notions essentielles à l'analyse des corrélations, nous commencerons par une étude des corrélations linéaires lors de laquelle nous visualiserons graphiquement les relations puis nous évaluerons leurs intensités par le coefficient de corrélation linéaire de Pearson. Puis nous quantifierons plus finement de l'intensité des relations entre les critères d'état de surface et les vibrations en étudiant les coefficients des rangs de Spearman [72].

4.2.3.1. *Étude des corrélations : définitions.*

L'étude des corrélations linéaire consiste à évaluer la liaison entre deux variables X et Y. L'approche de Pearson fait l'hypothèse que X et Y sont distribués normalement (§4.2.1), celle de Spearman, en travaillant sur les rangs (comme l'analyse de Kruskal-Wallis), ne fait aucune hypothèse sur les distributions.

Nous allons définir dans ce qui suit les notions essentielles de ces deux approches.

Moyenne, variance, écart type et covariance :

Soit $X = \{x_1, \dots, x_n\}$ et $Y = \{y_1, \dots, y_n\}$ deux séries de n mesures, alors la moyenne des x_i et des y_i sont données par les expressions (4-10) et (4-11) :

$$(4-10) \quad \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

$$(4-11) \quad \bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$$

La variance des x_i et des y_i est donnée par les expressions (4-12) et (4-13) :

$$(4-12) \quad V(x) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 = \overline{x^2} - \bar{x}^2$$

$$(4-13) \quad V(y) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 = \overline{y^2} - \bar{y}^2$$

L'écart type des x_i et des y_i est donné par les expressions (4-14) et (4-15) :

$$(4-14) \quad \sigma_x = \sqrt{V(x)}$$

$$(4-15) \quad \sigma_y = \sqrt{V(y)}$$

Et la covariance des x_i et des y_i est donnée par l'expression (4-16) :

$$(4-16) \quad \text{cov}(x, y) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) = \overline{x \cdot y} - \bar{x} \cdot \bar{y}$$

Régression linéaire :

La régression linéaire consiste à déterminer une estimation des coefficients a et b permettant de lier, par une relation affine, deux grandeurs mesurées, X et Y et à quantifier la validité de cette relation grâce au coefficient de corrélation linéaire. Il s'agit donc de trouver l'équation de la droite D , de la forme $y_i = a \cdot x_i + b$ minimisant l'écart des point $M_i (x_i, y_i)_{i=[1 \dots n]}$ à la droite D .

Cette droite passe par le point $G = (\bar{x}, \bar{y})$, et a pour coefficients : a (4-17) et b (4-18) :

$$(4-17) \quad a = \frac{\text{cov}(x, y)}{V(x)}$$

$$(4-18) \quad b = \bar{y} - \frac{\bar{x} \cdot \text{cov}(x, y)}{V(x)} = \bar{y} - a \cdot \bar{x}$$

Coefficient de corrélation r de Pearson :

Le coefficient de corrélation r de Pearson, déterminé par l'expression (4-19) est une mesure descriptive de l'association entre nos deux grandeurs.

$$(4-19) \quad r = \frac{\text{cov}(x, y)}{\sigma_x \cdot \sigma_y}$$

Par convention, on dira que la relation entre X et Y est :

- parfaite si $|r| = 1$
- très forte si $|r| > 0,8$.
- forte si $|r|$ se situe entre 0,5 et 0,8.
- d'intensité moyenne si $|r|$ se situe entre 0,2 et 0,5.
- faible si $|r|$ se situe entre 0 et 0,2.
- Nulle si $|r| = 0$

Le r de Pearson est un test statistique paramétrique qui fait l'hypothèse de la normalité des distributions étudiées. Dans notre cas nous le considérerons avec précaution (voir §4.2.1.4).

Coefficient de corrélation des rangs de Spearman ρ :

Dans les cas où les distributions des deux variables sont manifestement non-normales, il est possible d'utiliser un coefficient de corrélation sur les rangs : le ρ de Spearman déterminé à partir de l'expression (4-20). Dans ce cas, le coefficient de corrélation des rangs de Spearman ne sera pas seulement sensible à une liaison linéaire mais à toutes liaisons monotones.

$$(4-20) \quad \rho = 1 - \frac{6 \cdot \sum_{i=1}^n (y'_i - x'_i)^2}{n \cdot (n^2 - 1)}$$

Le ρ de Spearman est, comme le r de Pearson, compris entre -1 et 1. L'importance de la relation est évaluée de la même manière que le r de Pearson.

Coefficient de détermination r^2 ou ρ^2 :

Le coefficient de détermination r^2 ou ρ^2 mesure la proportion de la variance d'une grandeur expliquée par la variation de la seconde grandeur.

Test de significativité :

Une fois le coefficient de corrélation (r ou ρ) estimé, il faut tester la significativité de la corrélation. Le but est de savoir si la valeur observée de r ou de ρ est suffisamment différente de zéro pour que l'hypothèse selon laquelle les deux variables ne sont pas corrélées soit rejetée.

On passe par une variable auxiliaire t_r ou t_ρ (4-21) puis on calcule par une loi de Student inverse, à n-2 degrés de liberté, la probabilité que la corrélation en question soit significative.

$$(4-21) \quad t_r = \frac{r \cdot \sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r^2}} \quad ; \quad t_p = \frac{\rho \cdot \sqrt{n-2}}{\sqrt{1-\rho^2}}$$

Une corrélation significative, signifie que la relation entre les variables en question existe bel et bien au sein de la population étudiée.

Remarque : Il est très important, à ce niveau, de rappeler que la corrélation n'implique pas nécessairement la causalité. En effet, ce n'est pas parce que nous observons une corrélation même significative entre les vibrations et les états de surface que les vibrations sont la cause de mauvais états de surface.

4.2.3.2. Étude des corrélations : corrélations linéaires – étude graphique.

Pour commencer cette étude, nous représentons graphiquement les données issues de nos essais. Chaque graphe représente un critère d'état de surface en fonction des vibrations suivant une direction.

Sur la Figure 88, se trouve l'évolution des critères Ra, Rz, Wz et AW en fonction des vibrations suivant l'axe X (cf Figure 70). Sur la Figure 89, se trouve l'évolution des critères Ra, Rz, Wz et AW en fonction des vibrations suivant l'axe Y (cf Figure 70). Enfin, sur la Figure 90, se trouve l'évolution des critères Ra, Rz, Wz et AW en fonction des vibrations suivant l'axe Z (cf Figure 70).

Avant d'analyser les graphes de régression dans le détail, on constate très clairement, sur les trois figures (Figure 88, Figure 89 et Figure 90), l'effet de la non-normalité de nos distributions. Conformément aux courbes des distributions (§4.2.1.3), on remarque une forte concentration de points et une dispersion importante aux faibles amplitudes de vibrations.

L'analyse de la Figure 88, fait principalement ressortir trois relations intéressantes et significatives :

- Une relation positive très forte ($r=0.804$) entre l'amplitude moyenne des vibrations suivant l'axe X et l'ondulation Wz

- Une relation positive forte ($r=0.611$) entre l'amplitude moyenne des vibrations suivant l'axe X et l'écart moyen arithmétique du profil de rugosité Ra.
- Une relation positive moyenne ($r=0.477$) entre l'amplitude moyenne des vibrations suivant l'axe X et la hauteur maximale du profil de rugosité Rz.

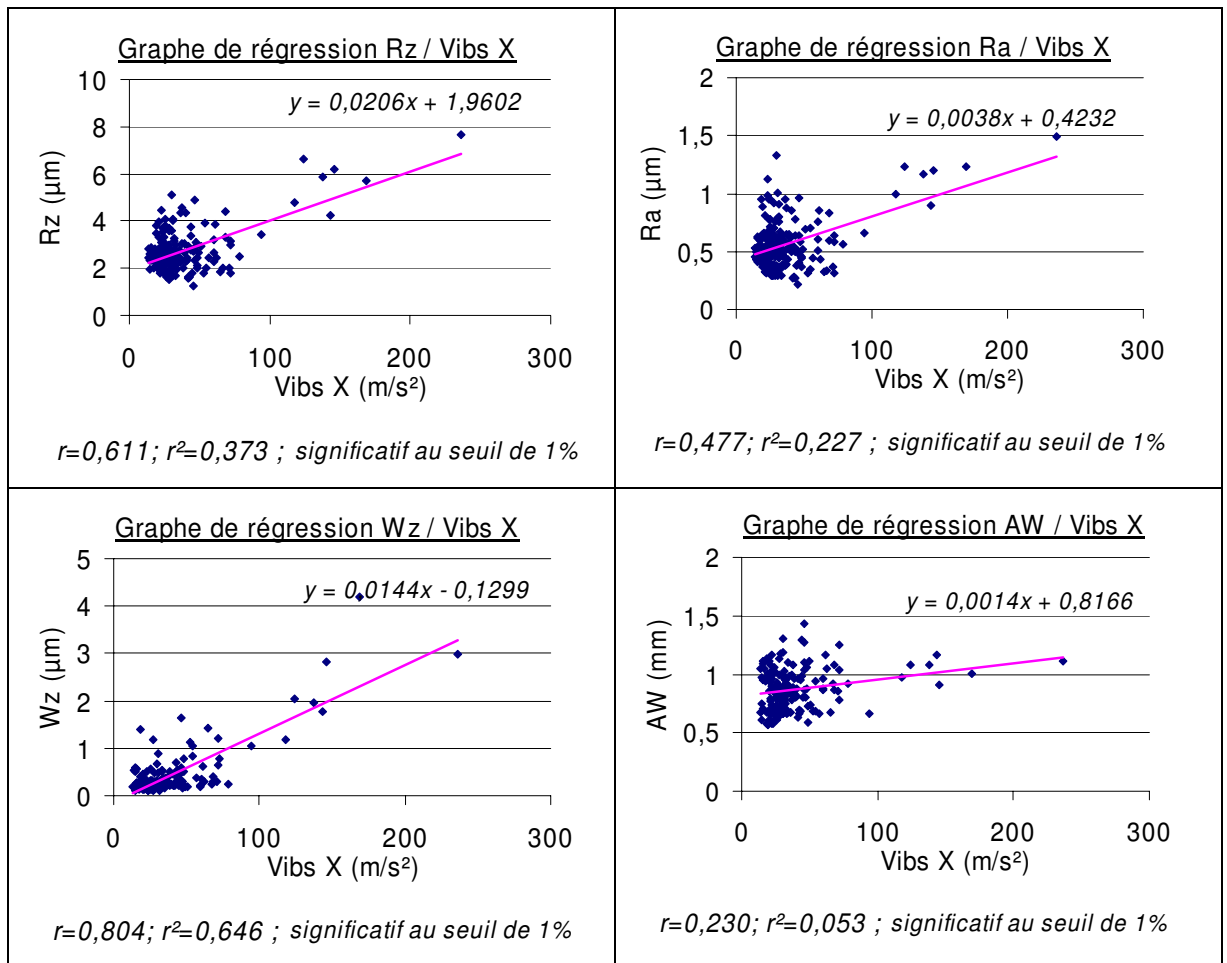


Figure 88 : graphes des corrélations entre les divers critères d'états de surface et les vibrations suivant X

On remarquera, sur la Figure 88, que dans notre cas, l'état de surface se dégrade (quelque soit le critère considéré) dès lors que l'amplitude moyenne des accélérations dépasse 100m/s^2 .

L'analyse des vibrations suivant l'axe Y (Figure 89), fait ressortir les trois mêmes relations que l'étude des vibrations suivant l'axe X, c'est-à-dire :

- Une relation positive forte ($r=0.750$) entre l'amplitude moyenne des vibrations suivant l'axe X et l'ondulation Wz
- Une relation positive forte ($r=0.601$) entre l'amplitude moyenne des vibrations suivant l'axe X et l'écart moyen arithmétique du profil de rugosité Ra.
- Une relation positive moyenne ($r=0.483$) entre l'amplitude moyenne des vibrations suivant l'axe X et la hauteur maximale du profil de rugosité Rz.

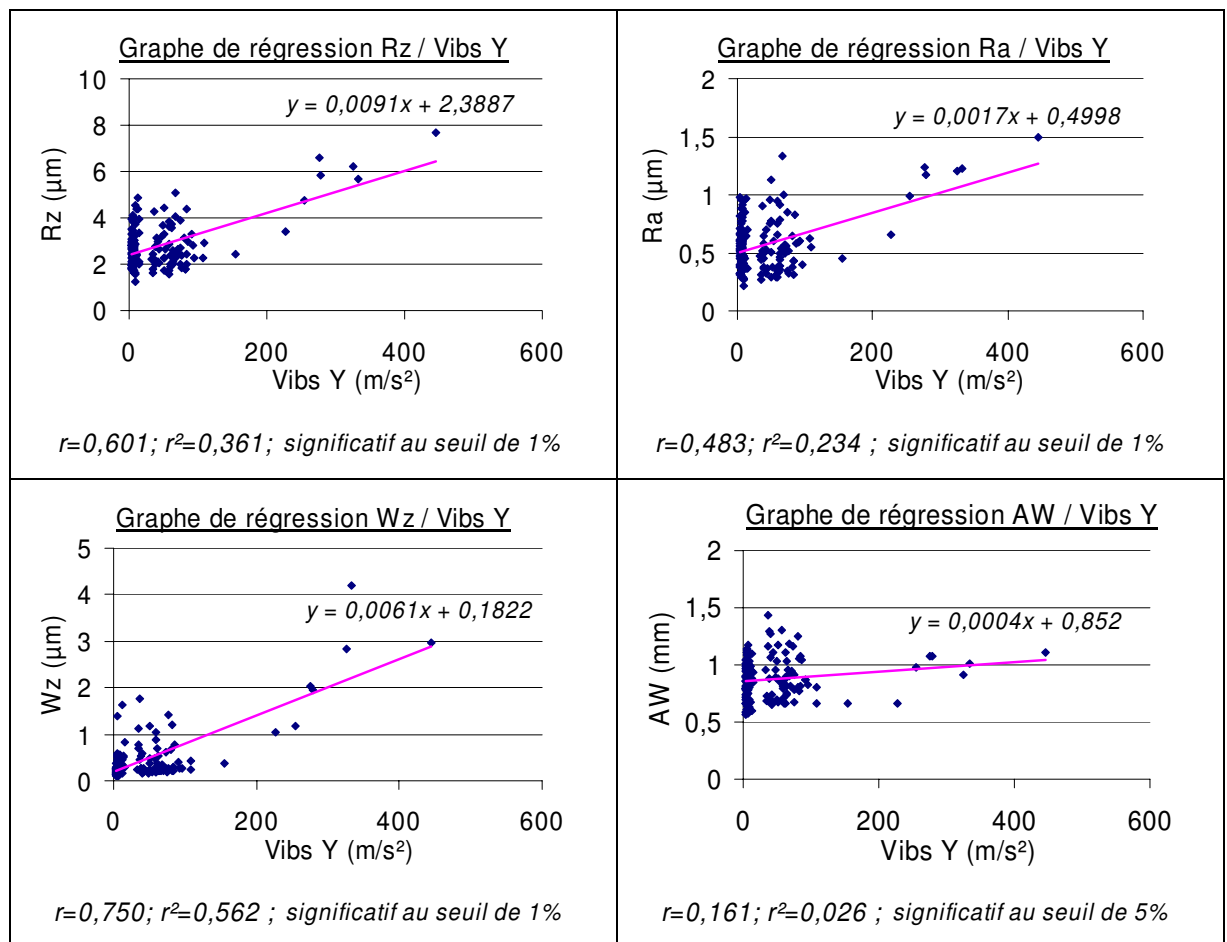


Figure 89 : graphes des corrélations entre les divers critères d'états de surface et les vibrations suivant Y

Tout comme sur la Figure 88, on distingue ici la dégradation de l'état de surface (quelque soit le critère considéré) pour des accélérations supérieures à 100 m/s^2 .

La Figure 90 montre le peu d'intérêt des mesures de vibrations suivant l'axe Z. L'allure des graphes ne laisse présager aucune chance de pouvoir corrélérer efficacement un critère d'état de surface avec l'amplitude moyenne des vibrations suivant l'axe Z.

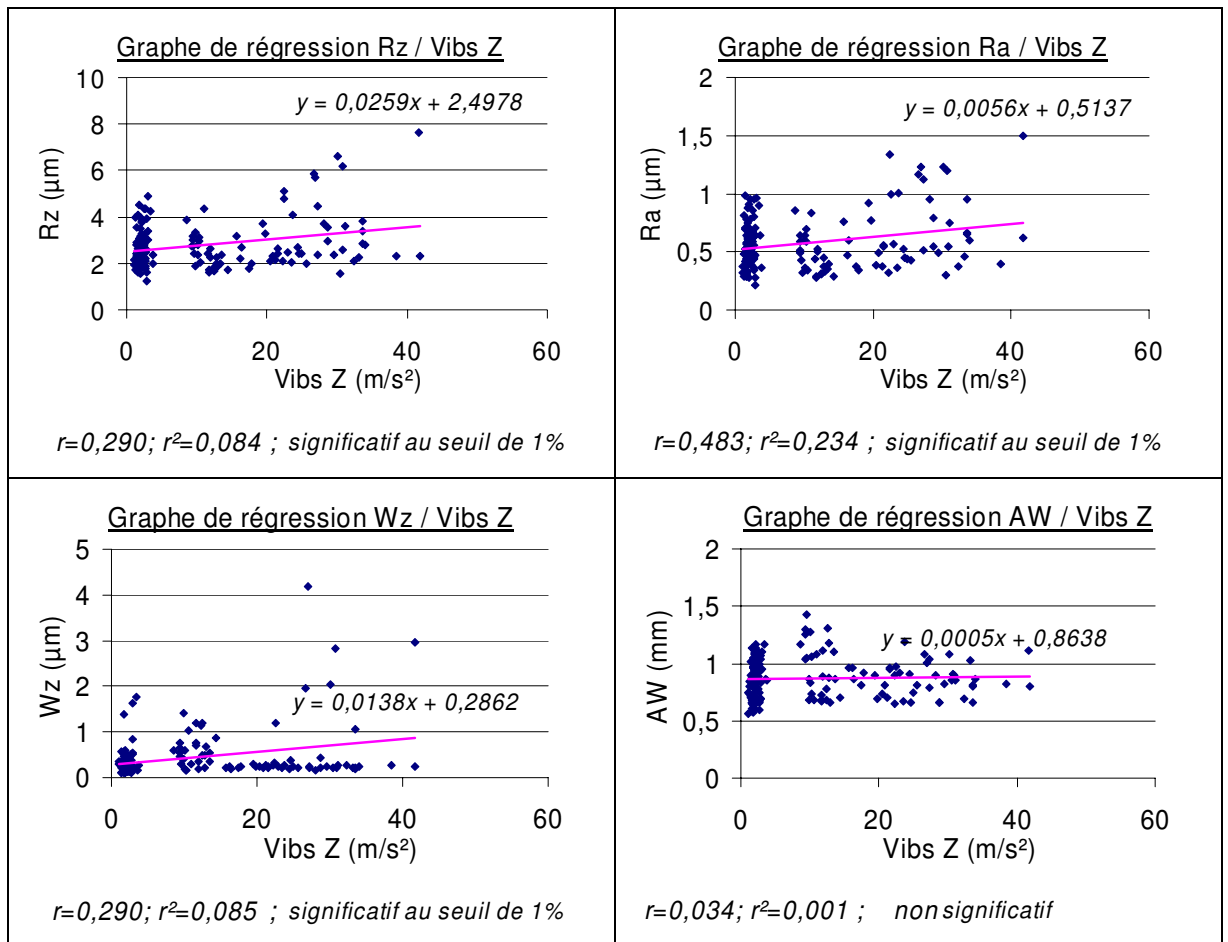


Figure 90 : graphes des corrélations entre les divers critères d'états de surface et les vibrations suivant Z

Le Tableau 15, récapitule les résultats de l'analyse des corrélations linéaires pour chaque couple (état de surface / vibration).

X	Y	r	r ²	tr	Significatif
Vibs X	Wz	0,8036	0,6458	18,0133	100,0%
Vibs Y	Wz	0,7499	0,5624	15,1250	100,0%
Vibs X	Rz	0,6110	0,3734	10,2982	100,0%
Vibs Y	Rz	0,6009	0,3611	10,0298	100,0%
Vibs Y	Ra	0,4839	0,2341	7,3763	100,0%
Vibs X	Ra	0,4768	0,2274	7,2373	100,0%
Vibs Z	Wz	0,2915	0,0849	4,0650	100,0%
Vibs Z	Rz	0,2899	0,0841	4,0419	100,0%
Vibs Z	Ra	0,2677	0,0716	3,7062	100,0%
Vibs X	AW	0,2294	0,0526	3,1447	99,8%
Vibs Y	AW	0,1608	0,0259	2,1736	96,9%
Vibs Z	AW	0,0335	0,0011	0,4475	34,5%

Tableau 15 : corrélations état de surface / vibrations au sens de Pearson

4.2.3.3. Étude des corrélations : coefficient de Spearman ρ .

Nous avons réalisé cette étude avec le logiciel TANAGRA [71]. Le Tableau 16, nous donne les coefficients de Spearman de chaque couple (état de surface ; vibrations) possibles ainsi que la probabilité que la corrélation soit significative. Les pourcentages indiqués en bleu correspondent aux corrélations significatives à plus 99%, en violet, les corrélations significatives à plus de 95% et en rouge, celles qui seront considérées comme non significatives.

X	Y	ρ	ρ^2	t_p	Significatif
Vibs X	Wz	0,3767	0,1419	5,4251	100,0%
Vibs Y	Wz	0,3708	0,1375	5,3273	100,0%
Vibs X	Rz	0,1993	0,0397	2,7132	99,3%
Vibs Y	Rz	0,1650	0,0272	2,2324	97,3%
Vibs Y	Ra	0,1490	0,0222	2,0100	95,4%
Vibs X	Ra	0,1482	0,0220	1,9994	95,3%
Vibs Z	Wz	0,1476	0,0218	1,9904	95,2%
Vibs Z	Rz	0,1379	0,0190	1,8569	93,5%
Vibs Z	Ra	0,1293	0,0167	1,7400	91,6%
Vibs X	AW	0,1247	0,0156	1,6771	90,5%
Vibs Y	AW	0,1134	0,0129	1,5234	87,1%
Vibs Z	AW	0,0969	0,0094	1,2991	80,4%

Tableau 16 : corrélations état de surface / vibrations au sens de Spearman

On voit sur le Tableau 16, que seules les relations entre les vibrations suivant X, Y et Z et l'ondulation Wz sont significatives (>99%).

Les coefficients de corrélation des rangs de Spearman, nous permettent d'affirmer que les relations entre les vibrations suivant X et Y et l'ondulation Wz sont moyennes ($\rho=0,37$) et que la relation entre les vibrations suivant Z et l'ondulation Wz est faible ($\rho=0,199$).

On voit également, en regardant les coefficients de détermination ρ^2 , que les vibrations suivant X et Y expliquent chacune seulement 14% de la variance de l'ondulation et que les vibrations suivant Z n'en expliquent pas plus de 4%.

En analysant la corrélation croisée (colinéarités) entre les différentes directions suivant lesquelles les vibrations ont été mesurées, on constate que des relations fortes voire même très fortes existent entre les trois composantes mesurées des vibrations (Tableau 17). On peut donc se contenter de mesurer les vibrations suivant une direction et dans ce cas, il est préférable de réaliser la mesure suivant l'axe Y (Figure 70).

X	Y	ρ	ρ^2	tr	Significatif
Vibs Y	Vibs Z	0,8437	0,7118	20,9654	100,0%
Vibs X	Vibs Y	0,7103	0,5045	13,4620	100,0%
Vibs X	Vibs Z	0,5023	0,2524	7,7511	100,0%

Tableau 17 : corrélations croisées entre les vibrations (corrélations des rangs de Spearman)

4.2.3.4. Conclusion sur l'étude des corrélations entre les vibrations et les états de surface.

Cette analyse nous permet de mettre en évidence qu'il existe bien des relations entre les vibrations suivant X et l'ondulation Wz d'une part, et entre les vibrations suivant Y et l'ondulation Wz d'autre part. Cependant, ces relations sont d'intensité moyenne ($\rho=0,37$) et n'expliquent que 14% ($\rho^2=0,14$) des variations du critère d'ondulation. De plus, toutes les autres relations possibles qui ont

été testées, se sont révélées faible ($\rho < 0,2$) et non significatives au seuil de 1%.

On peut donc conclure que la simple mesure des vibrations n'est pas suffisante pour modéliser correctement l'état de surface obtenu en tournage de super finition.

Par contre, l'analyse graphique des corrélations (Figure 88 et Figure 89), nous a permis de mettre en évidence que, dans notre cas, lorsque l'amplitude moyenne des accélérations dans les directions X et Y est supérieure à 100 m/s^2 , alors l'état de surface (quelque soit le critère considéré) s'en trouve dégradé. Bien que ceci soit à valider, la mesure de vibration pourrait donc permettre d'assurer un suivi de l'état de surface généré en tournage de super finition, par le maintien d'un niveau de vibrations inférieur à un seuil (dans notre cas 100 m/s^2).

Conclusions et perspectives

L'objectif de ces travaux a été d'étudier l'influence des vibrations générées, dans le cas de la super finition à l'outil coupant, sur les états de surfaces. Notre étude a porté en particulier sur l'usinage du cuivre CuC₂.

Dans un premier temps, nous nous sommes appuyés sur la méthode du Couple Outil-Matière [COM] pour déterminer les conditions de coupe acceptables et stables par rapport à la pression spécifique de coupe et à des critères d'état de surface (Ra, Rz, W) afin de réduire l'influence des paramètres d'usinage (vitesse de coupe, avance par tour et profondeur de passe) sur la surface et les vibrations générées par la coupe.

Les conditions de coupe retenues sont :

- $V_c=140\text{m/min}$
- $f=0,04\text{mm/tr}$
- $a_p=0,06\text{mm}$

Ensuite, une analyse fréquentielle a été réalisée afin de valider le choix et la position des accéléromètres utilisés pour la mesure des vibrations. Cette étude a permis de mettre en évidence la sensibilité des capteurs au regard des faibles variations des conditions de coupe et sur une large gamme de fréquences. Deux domaines fréquentiels ont été mis en évidence : le premier appelé « basse fréquence » correspondant à la signature vibratoire de la structure de la machine, de son environnement ainsi qu'à la fréquence de rotation de la broche ; le second appelé « haute fréquence » correspondant à la signature vibratoire du système usinant. La distinction entre ces deux gammes de fréquences s'effectue par la sensibilité des vibrations mesurées par rapport au processus d'enlèvement de copeaux. Pour les basses fréquences, les vibrations sont insensibles au processus de coupe alors que pour les hautes fréquences, la signature vibratoire est clairement dépendante de l'usinage.

Dans ces gammes de fréquences, nous avons clairement identifié trois origines vibratoires différentes qui sont :

- aux basses fréquences :
 1. la machine
 2. la fréquence de rotation de la broche
- à hautes fréquences :
 3. l'outil

L'influence de ces trois sources vibratoires sur les états de surface (R_a , R_z , W_z et A_W) a été étudiée.

Aussi, pour prendre en compte la première source vibratoire (machine), nous avons considéré 4 types de machines (cinq configurations machine-attachement). Pour la seconde source, nous avons utilisé une éprouvette de forme permettant des usinages à fréquence de rotation de la broche fixe ou variable. Pour la troisième source, nous avons considéré plusieurs longueurs d'outils afin de faire varier ses fréquences propres. Enfin, l'état de la plaquette (neuve ou usagée) a également été pris en compte.

Nous avons identifié l'influence de ces sources à la fois sur les états de surface et les vibrations au niveau de l'outil en proposant d'utiliser l'analyse de la variance non-paramétrique de Kruskal-Wallis. Nous avons montré que seule la configuration machine-attachement est influente à la fois sur l'état de surface et sur l'amplitude des vibrations. L'influence de la zone usinée apparaît comme étant très importante sur l'ensemble des critères d'états de surface considérés mais non significative sur les vibrations. La sortie d'outil influe uniquement sur l'ondulation W_z et les vibrations suivant les axes X et Y. Enfin, l'état des plaquettes n'influe que sur les critères de rugosité R_a et R_z et les vibrations suivant X.

Une analyse des effets a également été réalisée et a permis :

- de mettre en évidence l'influence du type d'attachement. Dans notre cas, sur le tour REALMECA, l'attachement de type CAPTO est préférable à l'attachement fixe quel que soit le critère considéré (état de surface et vibration). De même,

sur le tour SOMAB T450, l'attachement fixe donne de meilleurs résultats que l'attachement à queue d'aronde PCM.

- de réaliser une classification des différentes configurations en trois groupes du plus favorable au plus pénalisant :
 - **Premier groupe** : Trois configurations permettent d'obtenir des états de surface (rugosité et ondulation) meilleurs que les autres avec des niveaux de vibrations faibles :
 1. Le tour SOMAB avec attachement « fixe »,
 2. Le tour REALMECA avec attachement CAPTO C4,
 3. Le tour REALMECA avec attachement « fixe ».
 - **Deuxième groupe** : Une configuration permet d'obtenir une très bonne rugosité (Ra et Rz) mais une ondulation (Wz) importante avec des niveaux de vibrations élevés :
 4. Le tour SOMAB avec attachement VDI.
 - **Troisième groupe** : Une configuration engendre des états de surface (ondulation et rugosité) bien plus mauvais que les autres avec des niveaux vibratoires très élevés :
 5. Le tour SOMAB avec attachement PCM.

Cette classification a été confortée par une analyse comparative des Fonctions de Réponse en Fréquences (FRF) de ces 5 configurations.

- de montrer la prépondérance du pouvoir discriminant des vibrations suivant l'axe Y sur l'effet de la sortie d'outil par rapport aux autres critères. La mesure des vibrations suivant l'axe Y est donc à privilégier.
- de mettre en évidence le rôle bénéfique de la variation continue de la fréquence de rotation de la broche sur les amplitudes moyennes des vibrations.

Ensuite, une analyse des corrélations a été menée et a montré qu'il existe des relations significatives entre les vibrations suivant X et Y et l'ondulation Wz. Cependant, ces relations sont d'intensité

moyenne ($\rho=0,37$) et n'expliquent que 14% ($\rho^2=0,14$) des variations du critère d'ondulation. De plus, toutes les autres relations possibles qui ont été testées, se sont révélées faibles ($\rho<0,2$) et non significatives au seuil de 1%. Ainsi, la simple mesure des vibrations n'est pas suffisante pour modéliser correctement l'état de surface obtenu en tournage de super finition.

Enfin, l'analyse graphique des corrélations montre que l'état de surface (quel que soit le critère considéré) se dégrade lorsque l'amplitude moyenne des accélérations dans les directions X et Y est supérieure à 100 m/s².

Ce résultat est à conforter car il permettrait d'assurer le suivi de l'état de surface par la mesure des vibrations, en maintenant un niveau de vibrations inférieur à 100 m/s².

Ce travail a permis de mettre en évidence les sources des vibrations lors d'une opération de tournage de super finition.

Une étude complémentaire de ces sources permettrait d'identifier plus finement les éléments pénalisants au sein de la structure machine et au niveau de « l'ensemble broche ». De plus une analyse fine des modes vibratoire du système usinant et de leurs influences sur l'état de surface pourrait être très intéressante.

De plus, cette étude se limite à l'usinage du cuivre CuC₂, il serait intéressant d'évaluer si les conclusions issues de ces travaux sont transposables à d'autres matériaux. Des matériaux « durs » par exemples.

Références Bibliographiques

- [1]. JANG, D.Y., et al., *Study of the correlation between surface roughness and cutting vibrations to develop an on-line roughness measuring technique in hard turning*. International Journal of Machine Tool & Manufacture, 1996. **36**(4): p. 453-464.
- [2]. KELLY, K., P. YOUNG, and G. BYRNE, *Modelling the influence of machining dynamics on surface topography in turning*. International Journal of Mechanical Sciences, 1998. **41**(1999): p. 507-526.
- [3]. ZHANG, G.M. and T.W. HWANG, *Analysis of the Cutting Dynamics in Micro-scale*. 1990, Technical Research Report - Systems Research Center - University of Maryland.
- [4]. ZHANG, G.M. and S.G. KAPOOR, *Dynamic Generation of Machined Surfaces - Part 1 : Description of a Random Excitation System*. 1990, Technical Research Report - Systems Research Center - University of Maryland.
- [5]. WANG, J. and P.MATHEW, *Development of a general tool model for turning operations based on a variable flow stress theory*. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 1994. **35**(1): p. 71-90.
- [6]. CHAE, J., S.S. PARK, and T. FREIHEIT, *Investigation of micro-cutting operations*. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2006. **46**(2006): p. 313-332.
- [7]. L'VOV, N.P., *Determining the minimum possible chip thickness*. Machine and Tooling, 1968. **1968**: p. 45-46.
- [8]. KNÜFERMANN, M.M.W., *Machining Surfaces of Optical Quality by Hard Turning*, in *School of Industrial and Manufacturing Science*. 2003, Cranfield University. p. 120.
- [9]. SCHMIDT, J., *Mechanische und thermische Wirkungen beim Drehen gehärteter Stähle*. 1999, Dissertation Universität Hannover.
- [10]. IKAWA, N., et al., *An Atomistic Analysis of Nanometric Chip Removal as Affected by Tool-Work Interaction in Diamond Turning*, in *Annals of the CIRP*. 1991. p. 551-554.
- [11]. GRZESIK, W., *A revised model for predicting surface roughness in turning*. Wear, 1995. **194**(1996): p. 143-148.
- [12]. KRAGELSKII, I.V., M.N. DOBYCHIN, and V.S. KOMBALOV, *Friction and Wear: Calculation Methods*. Pergamon ed. 1975, Oxford.
- [13]. SON, S.M., H.S. LIM, and J.H. AHN, *Effects of friction coefficient on minimum cutting thickness in micro cutting*. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2005. **45**(2005): p. 529-535.
- [14]. SON, S.M., H.S. LIM, and J.H. AHN, *The effect of vibration cutting on minimum cutting thickness*. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2006. **46**(2006): p. 2066-2072.
- [15]. RAPHET, B., *États de surface - Caractérisation*, in *Techniques de l'Ingénieur - Sciences & Techniques*. 2005, Vol. R 1230. p. 22.
- [16]. CNOMO, *Guide de capitalisation pour la caractérisation et la mesure des états de surface en complément à la normalisation ISO*. 2000, GE40-084N. p. 27. Available from: <http://www.cnomo.com/fr>.

- [17]. BARLIER, C. and L. GIRARDIN, *Memotech Productique - Matériaux et usinage*, educalivre, Editor. p. 115-127.
- [18]. BOOTHROYD, G. and W.A. KNIGHT, *Fundamentals of Machining and Machine Tools*. 1989, New York: Marcel DEKKER.
- [19]. SHAW, M.C., *Metal Cutting Principles*. 1989, Oxford: Clarendon.
- [20]. BRAMMERTZ, P.H., *Die Entshung der Oberflächenrauheit beim Feindreihen*. Industrie Anzeiger, 1961. **1961**(2): p. 25-32.
- [21]. CHEUNG, C.F. and W.B. LEE, *A theoritical and experimental investigation of surface roughness formation in ultra precision diamond turning*. International Journal of Machine Tool & Manufacture, 2000. **40**(2000): p. 979-1002.
- [22]. THOMAS, M. and Y. BEAUCHAMP, *Statistical investigation of modal parameters of cutting tool in dry turning*. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2003. **43**(2003): p. 1093-1106.
- [23]. HUANG, L. and J.C. CHEN, *A multiple regression model to predict in-process surface roughness in turning operation via accelerometer*. Journal of industrial technology., 2001. **17**(2).
- [24]. MORARU, G.F., *Etude du comportement du système « Pièce – Outil – Machine » en régime de coupe vibratoire*, in *Procédés de Fabrication*. 2002, Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers. p. 150.
- [25]. ESHETE, Z., *In process machine tool vibration cancellation using electrostrictive actuators*, in *Mechanical Engineering*. 1996, University of Maryland. p. 244.
- [26]. LE CALVEZ, C., *Etude des aspects thermiques et métallurgiques de la coupe orthogonale d'un acier au carbone.*, in *Mécanique et Matériau*. 1995, ENSAM Paris. p. 232.
- [27]. KUZNETOSOV, V.D., *Metal Transfer and Build-up in Friction and Cutting*. E.H Freitag ed. 1966, Oxford: Pergamon Press Ltd.
- [28]. QUICLET, M., *Contribution à l'étude des phénomènes vibratoires en tournage*, in *PFE ENSAM Cluny*. 2002. p. 48.
- [29]. M'SAOUBI, R., *Aspect thermiques et micro structuraux de la coupe. Application à la coupe orthogonale des aciers austénitiques.*, in *Mécanique et Matériaux*. 1998, ENSAM Paris: Paris. p. 135.
- [30]. GEISKOPF, F., Y. LANDON, and E. DUC, *Modélisation de la coupe en Usinage à Grande Vitesse.*, in *Usinage à grande vitesse*. 1999: ENS Cachan, LURPA.
- [31]. WIERCIGROCH, M. and E. BUDAK, *Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting*. Philosophical Transactions: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2001. **359**(1781): p. 663-693.
- [32]. WIERCIGROCH, M. and M. KRIVTSOV, *Frictional chatter in orthogonal metal cutting*. Philosophical Transactions: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2001. **359**(1781): p. 713-738.
- [33]. ALBRECHT, P., *New Developments in the Theory of Metal-Cutting Process, Part 1: The Ploughing Process in Metal Cutting*. ASME Journal of Engineering for Industry, 1960: p. 348-358.
- [34]. COOK, N.H., *Manufacturing Analysis*. 1966, Reading, MA: Addison Wesley Publishing Co.
- [35]. BAILEY, J.A., *Friction in Metal Machining - Mechanical Aspects*. Wear, 1975. **31**: p. 243-275.
- [36]. PEIGNE, G., *Etude et simulation des effets dynamiques de la coupe sur la stabilité et la qualité géométrique de la surface usinée: application au fraisage de profil*, in *Mécanique - Energetique*. 2003, INPG: Grenoble. p. 161.
- [37]. BOOTHROYD, G., *Effect of the surface slope on shear angle in metal cutting*. ASME Journal of Engineering for Industry, 1970: p. 115-118.

- [38]. SEGRETI, M., *Vibrations en coupe orthogonale. Modélisation, étude de stabilité et validation expérimentale*, in *Sciences de l'ingénieur*. 2002, Université de Metz: Metz. p. 173.
- [39]. KOVACIC, I., *The chatter vibrations in metal cutting - Theoretical approach.*, in *The scientific journal FACTA UNIVERSITATIS*. 1998: Novi Sad, Yugoslavia. p. 581-593.
- [40]. TLUSTY, J. and M. POLACEK. *The stability of the machine tools against self-excited vibration in machining*. in *Proceedings of the international research in production engineering conference, 1963*. 1963. Pittsburgh.
- [41]. TLUSTY, J. *Dynamics high speed milling*. in *Symposium on high speed machining, winter annual meeting, Dec 1984*. 1984. New Orleans.
- [42]. PRUVOST, F., *Les broches, Etude dynamique*, in *Conception et Calcul des Machines Outils*, P.P.U. Romandes, Editor. 1995. p. 115-170.
- [43]. DUPONT, D. *Usinage Haute Vitesse*. [cited 2007 September]; Available from: <http://membres.lycos.fr/donald Dupont/>.
- [44]. MOON, F.C. and T. KALMAR-NAGY, *Nonlinear models for complex dynamics in cutting materials*. Philosophical Transactions: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2001. **359**(1781): p. 695-711.
- [45]. TOBIAS, S.A., *Machine Tool Vibration*. 1965, Glasgow, Scotland: Blackie and Sons Ltd.
- [46]. MERRIT, H.E., *Theory of self-excited machine tool chatter*. ASME Journal of Engineering for Industry, 1965. **87**: p. 447-454.
- [47]. ALTINTAS, Y., *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and Cnc Design*. 2000: Cambridge University Press
- [48]. RIVIERE, E., *Etude et simulation de procédés de fraisage grande vitesse : Effort de coupe, Stabilité, Etats de surface*, in *Sciences Appliquées - Génie Mécanique*. 2007, Faculté Polytechnique de Mons: Mons. p. 201.
- [49]. GREFFIOZ, A., *Calcul par éléments finis d'un banc d'essai*, in *Premières Assises Machines et Usinage à Grande Vitesse 2000*: Senlis - France.
- [50]. MARTY, A., *Simulation numérique de l'usinage par outil coupant à l'échelle macroscopique: contribution à la définition géométrique de la surface usinée.*, in *Sciences des métiers de l'ingénieur*. 2003, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers (ENSAM). p. 123.
- [51]. LAPUJOLADE, F., *Simulation des phénomènes vibratoires intervenant en usinage - Etat de recherches et perspectives*. 2003, Université de Lyon.
- [52]. MARTY, A., P. LORONG, and G. COFFIGNAL, *Numerical simulation of a turning operation*, in *2nd International Seminar on Improving Machine Tool Performance*. 2000: La Baule - Nantes - France.
- [53]. EL-SINAWI, A.H. and R. KASHANI, *Improving surface roughness in turning using optimal control of tool's radial position*. Journal of Materials Processing Technology, 2005. **167**(1): p. 54-61.
- [54]. KIM, J.-D. and S.-R. NAM, *Developpement of an micro-depth control system for an ultra-precision lathe using a piezo-electric actuator*. International Journal of Machine Tool & Manufacture, 1997. **37**(4): p. 495-509.
- [55]. WORONKO, A., J. HUANG, and Y. ALTINTAS, *Piezoelectric tool actuator for precision machining on conventional CNC turning centers*. Precision Engineering, 2003. **27**(2003): p. 335-345.
- [56]. ZHU, W.-H., M.B. JUN, and Y. ALTINTAS, *A fast tool servo design for precision turning of shafts on conventional CNC lathes*. International Journal of Machine Tool & Manufacture, 2001. **41**(2001): p. 953-965.

- [57]. SCHMITZ, T.L. and R.R. DONALSON, *Predicting High-Speed Machining Dynamics by Substructure Analysis* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2000. **49**(1): p. 303-308.
- [58]. AL-REGIB, E., J. NI, and S.-H. LEE, *Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression*. International Journal of Machine Tool & Manufacture, 2003. **43**(12): p. 1229-1240.
- [59]. JEMIELNIAK, K. and A. WIDOTA, *Suppression of self-excited vibration by the spindle speed variation method*. International Journal of Machine Design and Research, 1984. **24**(3): p. 207-214.
- [60]. O'REILLY, T.B., *The effect of variable time delay on stability in orthogonal cutting*, in *Mechanical Engineering*. 1998, Pennsylvania State University. p. 142.
- [61]. BISSEY, S., *Développement d'un modèle d'efforts de coupe applicable à des familles d'outils: cas du fraisage des aciers traités thermiquement*, in *Procédés de fabrication*. 2005, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers. p. 183.
- [62]. AFNOR, *Couple outil-matière: Domaine de fonctionnement des outils coupants. Partie 4: mode d'obtention du couple outil-matière en tournage*. 1997, NF E 66-520-4. p. 44.
- [63]. DESHAYES, L., *Méthodologie d'étude de la coupe. Liaison entre Couple Outil Matière et Système Pièce Outil Machine*, in *Mécanique*. 2003, Institut National des Sciences Appliquées Lyon. p. 271.
- [64]. BELLANGER, M., *Traitement numérique du signal - Théorie et pratique*. DUNOD ed. 2002.
- [65]. EWINS, D.J., *Modal testing - theory, practice and application*. Engineering Dynamics Series, ed. P.J.B. ROBERTS. Vol. 10. 2000, Baldock, Hertfordshire, England: Research Studies Press Ltd.
- [66]. VIEVILLE, P., *Dynamique en usinage (Support de cours)*, in *Ecole Nationale d'Ingénieur de Metz*. 2003: Metz. p. 72.
- [67]. CROLET, A., et al. *On the Vibrations in Superfinish Turning Operation*. in *Proceedings of the 9th Intentional CIRP Workshop on Modeling of Machining operations*. 2006. Bled, Slovenia.
- [68]. CROLET, A., et al. *Influence of Vibrations on Surface Roughness During a Superfinish Turning Operation*. in *Proceeding of the 5th International Conference on High Speed Machining*. 2006. Metz, France.
- [69]. CROLET, A., et al., *On the Superfinish Turning Process : Vibrations and Roughness*, in *2nd International Meeting of Abrasion*. 2006: Châlons-en-Champagne, France.
- [70]. BISU, C.-F., et al., *Nouvelle analyse des phénomènes vibratoires en tournage*. Mécanique & Industries, 2007. **8**(5): p. 497-503.
- [71]. RAKOTOMALALA, R., *TANAGRA, une plate-forme d'expérimentation pour la fouille de données*. MODULAD, 2005. **32**(2005): p. 70-85.
- [72]. RAKOTOMALALA, R., *Analyse de corrélation. Étude des dépendances - Variables quantitatives*, in *Note de cours 2008*, Université Lyon 2. p. 82.

Annexe 1

Tableaux des essais relatifs aux 5 configurations

Cfg M-A	Soutil	Z	Plaquettes neuves	Rz (µm)	Ra (µm)	Wz (µm)	AW (mm)	Vibs X (m/s ²)	Vibs Y (m/s ²)	Vibs Z (m/s ²)
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 5	oui	1,923	0,321	0,291	0,7433	21,653	3,977	1,051
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 5	non	2,135	0,371	0,365	0,5647	19,482	3,578	1,057
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 4	non	3,953	0,816	0,271	0,796	21,09	3,788	1,281
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 5	oui	1,728	0,293	0,324	0,7376	25,81	5,125	1,328
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 4	oui	2,395	0,477	0,223	0,843	25,465	5,119	1,344
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 1	oui	2,298	0,692	0,103	0,848	26,689	5,647	1,392
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 1	non	3,523	0,981	0,1	0,719	23,496	3,417	1,425
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 4	oui	2,815	0,495	0,274	1,0125	22,794	4,534	1,429
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 1	oui	2,9	0,706	0,13	0,901	25,85	4,367	1,453
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 6	oui	2,455	0,489	0,12	0,896	31,631	6,835	1,771
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 6	non	2,633	0,618	0,167	0,793	25,901	4,352	1,873
REALMECA-cea+PO inter fixe	90	Zone 6	oui	2,423	0,519	0,138	0,796	27,191	4,488	1,875
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 5	oui	2,431	0,38	0,352	0,676	35,931	7,111	1,62
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 1	non	4,103	0,776	0,295	0,8605	25,384	5,063	1,624
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 5	non	2,16	0,397	0,334	0,7035	25,384	5,063	1,624
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 6	non	2,66	0,565	0,157	0,892	25,384	5,063	1,624
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 5	non	1,926	0,328	0,231	0,7105	26,852	6,026	1,715
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 6	oui	2,093	0,487	0,159	0,811	32,404	5,098	1,88
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 4	non	3,178	0,631	0,26	0,894	31,916	6,927	1,942
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 1	oui	2,89	0,47	0,29	0,801	46,857	8,62	2,002
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 1	non	4	0,909	0,221	0,683	31,144	7,295	2,003
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 4	oui	3,745	0,779	0,328	0,9815	43,819	8,299	2,084
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 4	non	2,793	0,5	0,238	0,818	31,57	6,364	2,145
REALMECA-cea+PO inter fixe	125	Zone 6	non	3,003	0,669	0,195	0,861	32,83	6,984	2,504
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 1	non	4,353	0,852	0,456	0,882	40,39	11,957	2,568
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 1	non	4,353	0,953	0,285	0,9935	36,527	10,503	2,655
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 5	oui	2,114	0,364	0,507	0,593	48,435	13,733	2,693
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 5	non	2,453	0,448	0,368	0,671	35,806	10,453	2,723
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 4	non	3,92	0,704	0,841	0,937	54,186	15,283	2,826
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 5	non	2,588	0,466	0,524	0,6869	33,031	8,119	2,828
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 6	oui	3,035	0,646	0,238	0,835	38,979	7,369	2,854
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 6	non	3,035	0,646	0,238	1,075	37,345	7,09	2,956
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 1	oui	3,368	0,643	0,536	0,9505	43,322	13,66	2,972
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 4	non	4,89	0,965	1,633	1,103	46,137	12,896	2,986
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 4	oui	4,263	0,9	1,778	1,166	143,345	36,473	3,375
REALMECA-cea+PO inter fixe	160	Zone 6	non	2,378	0,637	0,17	0,864	34,608	11,614	3,666

CONTRIBUTION A L'ETUDE DE L'INFLUENCE DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE DU SYSTEME « PIECE – OUTIL – MACHINE » SUR LA QUALITE DE SURFACE OBTENUE EN TOURNAGE DE SUPERFINITION

Cfg M-A	Soutil	Z	Plaquettes neuves	Rz (µm)	Ra (µm)	Wz (µm)	AW (mm)	Vibs X (m/s²)	Vibs Y (m/s²)	Vibs Z (m/s²)
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 1	non	2,803	0,533	0,183	1,045	13,522	4,445	1,806
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 5	non	2,43	0,452	0,539	0,6724	13,848	4,664	1,819
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 1	non	1,968	0,437	0,164	0,9755	14,759	5,171	1,846
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 1	oui	2,318	0,498	0,118	1,0875	15,217	5,39	1,914
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 5	oui	2,361	0,436	0,596	0,6073	14,602	5,016	1,944
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 6	non	2,005	0,476	0,128	0,9445	17,734	4,259	1,993
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 5	non	2,615	0,518	0,516	0,7484	14,542	5,039	2,015
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 4	non	2,615	0,616	0,266	1,113	15,832	5,974	2,319
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 4	non	2,885	0,629	0,265	0,953	15,591	5,645	2,355
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 6	non	2,14	0,527	0,135	0,9445	20,251	5,001	2,36
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 4	oui	2,378	0,479	0,202	1,046	16,371	6,123	2,37
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	90	Zone 6	oui	1,855	0,438	0,118	1,0575	23,717	5,965	2,678
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 5	oui	2,258	0,402	0,41	0,671	18,622	4,979	1,724
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 5	non	2,346	0,433	0,454	0,609	20,384	5,589	1,768
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 5	non	2,505	0,469	1,393	0,5765	18,416	5,133	1,784
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 1	oui	2,76	0,645	0,147	1,113	19,9	5,852	1,954
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 1	non	3,485	0,883	0,193	1,003	19,167	5,995	2,007
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 4	non	2,703	0,601	0,272	0,961	17,867	5,729	2,024
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 4	oui	2,465	0,56	0,219	0,9765	17,949	5,232	2,056
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 4	non	2,838	0,593	0,241	0,9475	18,004	5,702	2,093
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 6	oui	2,243	0,508	0,13	0,983	21,293	5,958	2,142
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 6	non	2,533	0,551	0,134	1,001	22,573	6,573	2,216
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 1	non	3,818	0,955	0,243	1,1305	18,749	6,049	2,221
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	125	Zone 6	non	3,045	0,622	0,188	0,882	25,741	6,91	2,291
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 5	non	2,436	0,414	0,574	0,709	15,746	5,193	1,365
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 5	non	2,52	0,436	0,518	0,5785	22,924	7,428	1,645
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 6	non	2,813	0,644	0,126	1,1385	27,82	6,202	1,678
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 1	oui	1,965	0,438	0,257	1,0115	24,69	7,377	1,701
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 5	oui	2,219	0,396	0,574	0,616	25,019	7,963	1,735
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 6	non	2,588	0,584	0,226	0,899	30,915	7,326	1,753
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 6	oui	2,323	0,539	0,158	0,9935	30,701	7,45	1,864
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 1	non	2,338	0,614	0,181	1,0125	23,323	7,638	1,948
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 4	oui	2,175	0,41	0,259	0,9435	21,386	6,03	2,008
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 4	non	2,228	0,434	0,302	1,085	21,181	6,625	2,023
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 1	non	2,893	0,636	0,207	1,169	22,015	7,501	2,144
REALMECA-CIRTES+PO capto C4	160	Zone 4	non	1,993	0,398	0,298	1,0015	20,478	5,799	2,178

CONTRIBUTION A L'ETUDE DE L'INFLUENCE DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE DU SYSTEME « PIECE – OUTIL – MACHINE » SUR LA QUALITE DE SURFACE OBTENUE EN TOURNAGE DE SUPERFINITION

Cfg M-A	Soutil	Z	Plaquettes neuves	Rz (µm)	Ra (µm)	Wz (µm)	AW (mm)	Vibs X (m/s²)	Vibs Y (m/s²)	Vibs Z (m/s²)
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 5	non	2,789	0,524	0,265	0,6999	20,092	3,262	1,436
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 5	oui	1,773	0,312	0,223	0,5827	21,913	3,625	1,548
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 5	non	1,861	0,327	0,187	0,6639	23,707	3,785	1,686
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 1	oui	1,953	0,394	0,171	0,962	21,789	3,749	1,882
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 1	non	3,295	0,657	0,237	0,86	20,55	3,437	2,049
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 6	non	2,955	0,576	0,275	0,82	27,27	3,88	2,196
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 1	non	2,693	0,604	0,212	0,898	21,941	3,835	2,227
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 6	oui	1,845	0,384	0,186	0,991	27,986	3,91	2,269
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 6	non	2,255	0,455	0,254	0,7775	28,718	4,062	2,411
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 4	non	2,81	0,672	0,135	0,8895	23,454	4,051	2,548
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 4	oui	1,768	0,337	0,142	0,9335	25,756	4,634	2,64
SOMAB-cea+PO inter fixe	90	Zone 4	non	2,48	0,556	0,139	0,6605	24,813	4,088	2,732
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 5	non	1,62	0,289	0,203	0,652	26,407	6,644	1,681
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 4	non	2,465	0,53	0,204	0,871	28,16	7,356	1,699
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 4	non	2,743	0,714	0,166	0,675	25,13	5,94	1,732
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 1	non	3,078	0,606	0,211	0,8595	23,061	4,54	1,819
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 6	non	3,015	0,698	0,254	0,711	27,946	4,902	1,907
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 1	non	2,255	0,467	0,201	0,981	34,684	8,725	1,971
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 5	oui	1,571	0,274	0,253	0,633	41,504	9,553	2,041
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 6	non	2,69	0,588	0,247	0,782	32,088	7,434	2,472
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 6	oui	2,228	0,478	0,248	0,676	33,898	7,34	2,649
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 4	oui	1,248	0,212	0,255	1,0355	45,651	9,945	2,803
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 5	non	1,62	0,279	0,206	0,696	42,249	8,462	2,858
SOMAB-cea+PO inter fixe	125	Zone 1	oui	2,015	0,363	0,283	0,851	71,178	15,325	3,712
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 5	oui	1,706	0,294	0,235	0,6615	32,875	6,774	1,547
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 5	non	1,85	0,312	0,281	0,6045	26,142	5,897	1,699
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 1	oui	2,65	0,575	0,506	0,9605	38,808	7,016	1,714
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 1	non	4,54	0,88	0,415	0,8867	37,27	8,268	1,848
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 5	non	1,849	0,33	0,212	0,636	26,529	6,105	1,873
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 4	non	2,663	0,752	0,246	0,855	31,357	6,436	1,875
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 1	non	2,738	0,603	0,31	0,951	32,403	7,25	1,908
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 6	oui	2,33	0,503	0,289	0,71	32,614	5,94	1,964
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 4	oui	2,32	0,405	0,326	0,869	46,131	8,536	2,175
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 4	non	2,643	0,464	0,354	0,77	21,607	6,173	2,315
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 6	non	2,758	0,606	0,248	0,7825	30,48	7,515	2,319
SOMAB-cea+PO inter fixe	160	Zone 6	non	3,263	0,804	0,252	0,745	31,934	7,754	2,674

CONTRIBUTION A L'ETUDE DE L'INFLUENCE DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE DU SYSTEME « PIECE – OUTIL – MACHINE » SUR LA QUALITE DE SURFACE OBTENUE EN TOURNAGE DE SUPERFINITION

Cfg M-A	Soutil	Z	Plaquettes neuves	Rz (µm)	Ra (µm)	Wz (µm)	AW (mm)	Vibs X (m/s ²)	Vibs Y (m/s ²)	Vibs Z (m/s ²)
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 5	non	2,106	0,319	0,277	0,6517	21,48	42,54	22,203
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 5	oui	2,033	0,368	0,21	0,6753	22,354	43,582	23,495
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 1	non	4,453	1,128	0,212	1,0355	23,062	50,336	27,254
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 1	non	3,688	0,953	0,165	0,893	23,628	48,328	28,114
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 1	oui	3,568	0,789	0,208	0,662	30,2	62,387	28,712
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 6	oui	2,35	0,493	0,233	0,82	26,946	63,417	29,52
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 4	oui	1,548	0,295	0,216	0,857	28,541	58,058	30,467
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 6	non	2,59	0,542	0,209	0,8985	27,448	64,301	30,873
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 4	non	3,603	0,752	0,263	0,85	28,284	58,306	31,165
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 5	non	2,083	0,369	0,26	0,6963	22,264	38,501	32,349
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 4	non	2,255	0,463	0,228	1,0295	31,705	63,39	33,19
SOMAB-cea+PO inter PCM	90	Zone 6	non	2,845	0,653	0,22	0,8125	25,403	58,607	33,563
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 4	non	3,72	0,916	0,293	0,892	27,975	62,094	19,412
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 6	oui	3,298	0,775	0,241	0,697	24,515	50,442	19,78
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 5	non	2,12	0,383	0,232	0,7355	29,351	63,433	20,398
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 5	oui	2,155	0,372	0,278	0,698	21,878	38,428	21,26
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 1	non	2,648	0,557	0,24	0,948	32,181	71,481	21,508
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 4	non	5,09	1,333	0,336	0,8973	29,994	67,155	22,358
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 4	oui	4,07	1,003	0,272	1,189	30,625	67,557	23,703
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 1	non	2,71	0,52	0,188	0,911	33,982	74,455	24,387
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 5	non	2,423	0,439	0,253	0,749	31,204	63,575	24,91
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 6	non	1,993	0,431	0,22	0,812	38,316	83,581	25,57
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 6	non	2,388	0,517	0,255	0,785	36,876	76,019	27,262
SOMAB-cea+PO inter PCM	125	Zone 1	oui	3,82	0,947	0,177	0,795	25,403	58,607	33,563
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 4	oui	4,765	0,994	1,189	0,978	118,023	254,256	22,522
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 5	oui	2,443	0,448	0,387	0,6615	56,773	154,925	24,59
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 4	non	5,848	1,168	1,965	1,077	137,663	278,219	26,622
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 1	oui	5,698	1,228	4,185	1,008	169,034	333,035	26,926
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 5	oui	2,94	0,545	0,441	0,6625	42,162	108,329	28,655
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 4	oui	6,613	1,233	2,045	1,077	123,862	276,016	30,099
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 1	oui	6,193	1,203	2,823	0,91	145,715	325,513	30,76
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 5	non	3,401	0,661	1,048	0,6625	94,189	227,491	33,567
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 6	non	2,798	0,598	0,257	0,8692	35,615	92,064	34,038
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 6	oui	2,288	0,394	0,278	0,8215	36,644	95,37	38,531
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 1	non	7,658	1,495	2,975	1,109	236,418	445,568	41,685
SOMAB-cea+PO inter PCM	160	Zone 6	oui	2,29	0,621	0,233	0,8025	39,757	107,823	41,769

CONTRIBUTION A L'ETUDE DE L'INFLUENCE DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE DU SYSTEME « PIECE – OUTIL – MACHINE » SUR LA QUALITE DE SURFACE OBTENUE EN TOURNAGE DE SUPERFINITION

Cfg M-A	Soutil	Z	Plaquettes neuves	Rz (µm)	Ra (µm)	Wz (µm)	AW (mm)	Vibs X (m/s ²)	Vibs Y (m/s ²)	Vibs Z (m/s ²)
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 4	non	2,755	0,496	0,544	1,2925	43,886	38,877	9,321
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 4	non	2,735	0,513	0,459	1,43	45,828	37,434	9,445
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 4	oui	2,77	0,64	0,59	1,275	46,355	39,499	10,07
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 1	non	3,12	0,585	0,17	1,0625	47,654	39,596	10,276
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 1	non	2,948	0,695	0,175	0,738	50,78	41,951	10,322
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 5	non	2,436	0,442	0,771	0,7256	48,529	34,435	11,587
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 5	oui	1,62	0,274	0,699	0,6821	43,165	35,291	11,686
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 1	oui	2,648	0,522	0,201	1,1115	49,378	43,291	11,914
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 5	non	1,799	0,31	1,128	0,6839	52,696	35,371	12,381
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 6	oui	2,008	0,449	0,221	0,8791	48,001	38,319	12,833
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 6	non	3,188	0,755	0,221	0,961	59,86	48,138	15,709
SOMAB-ensam+PO inter VDI	90	Zone 6	non	2,665	0,602	0,177	0,862	59,757	53,448	16,427
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 1	non	2,355	0,364	0,179	0,8339	31,101	59,208	10,08
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 5	non	1,731	0,292	1,189	0,6685	26,818	50,533	11,664
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 4	oui	1,688	0,308	0,494	1,3035	30,419	56,995	12,513
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 4	non	2,263	0,371	0,482	1,1785	28,322	50,93	12,799
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 5	non	1,906	0,33	0,684	0,664	30,11	60,417	13,02
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 4	non	1,98	0,356	0,536	1,104	33,66	63,243	13,43
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 1	non	2,35	0,392	0,363	0,867	34,29	61,124	13,581
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 5	oui	1,711	0,291	0,876	0,7015	30,882	58,718	14,366
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 6	non	2,23	0,475	0,254	0,959	31,486	33,17	16,249
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 1	oui	1,78	0,374	0,225	0,806	44,632	81,19	17,484
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 6	oui	2,328	0,497	0,206	0,814	40,721	69,621	20,778
SOMAB-ensam+PO inter VDI	125	Zone 6	non	2,438	0,543	0,204	0,959	41,107	66,251	21,565
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 4	non	3,87	0,854	0,611	1,163	61,352	73,644	8,585
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 4	oui	3,16	0,642	0,658	1,2525	72,066	80,385	9,401
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 4	oui	2,99	0,583	0,771	1,0395	72,234	86,138	9,428
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 1	oui	2,438	0,429	0,299	1,0495	62,381	83,48	9,593
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 5	oui	1,855	0,319	1,412	0,676	64,967	76,031	9,834
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 1	oui	3,318	0,594	0,406	0,867	68,246	91,284	9,878
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 5	non	2,019	0,342	1,038	0,6795	54,445	59,188	10,526
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 1	non	4,378	0,831	0,302	1,076	68,555	84,543	10,972
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 6	non	2,26	0,505	0,361	0,8815	60,156	50,575	11,895
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 5	oui	1,806	0,313	1,199	0,7755	72,054	82,286	12,425
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 6	oui	1,995	0,339	0,255	0,924	66,999	73,799	17,802
SOMAB-ensam+PO inter VDI	160	Zone 6	oui	2,478	0,566	0,244	0,9205	78,305	71,018	22,959

« Le début de la science moderne date du moment où aux questions générales se sont substituées des questions limitées ; où au lieu de demander : "Comment l'univers a-t-il été créé ? De quoi est faite la matière ? Quelle est l'essence de la vie ?", on a commencé à se demander : "Comment tombe une pierre ? Comment l'eau coule-t-elle dans un tube ? Quel est le cours du sang dans le corps ?". Ce changement a eu un résultat surprenant. Alors que les questions générales ne recevaient que des réponses limitées, les questions limitées se trouvèrent conduire à des réponses de plus en plus générales. »

François Jacob, Le jeu des possibles, 1981

AUTORISATION DE SOUTENANCE DE THESE
DU DOCTORAT DE L'INSTITUT NATIONAL
POLYTECHNIQUE DE LORRAINE

o0o

VU LES RAPPORTS ETABLIS PAR :

Monsieur Henri PARIS, Professeur, UJF, Laboratoire G-SCOP, Grenoble

Monsieur Mohamed EL MANSOURI, Professeur, ENSAM, LMPF, Chalons en Champagne

Le Président de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, autorise :

Monsieur CROLET Arnaud

à soutenir devant un jury de l'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE,
une thèse intitulée :

**"Contribution à l'étude de l'influence du comportement vibratoire du
système "pièce - outil - machine" sur la qualité de surface obtenue en
tournage de super finition"**

NANCY BRABOIS
2, AVENUE DE LA
FORET-DE-HAYE
BOITE POSTALE 3
F - 54501
VANDŒUVRE CEDEX

en vue de l'obtention du titre de :

DOCTEUR DE L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE

Spécialité : « **Mécanique et énergétique** »

Fait à Vandoeuvre, le 16 septembre 2008

Le Président de l'I.N.P.L.

F. LAURENT



