

THÈSE

Étude de l'usinage des matériaux performants et surveillance de l'usinage

Présentée devant

l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

pour obtenir

le GRADE DE DOCTEUR

École doctorale :

Mécanique, Énergétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité :

MÉCANIQUE - GÉNIE MÉCANIQUE - GÉNIE CIVIL

par

François GIRARDIN
Professeur agrégé de Génie Mécanique

Version pré-soutenance du 3 juin 2010

Jury

MARC THOMAS	Professeur	Rapporteur
HENRI PARIS	Professeur	Rapporteur
PASCAL RAY	Professeur	Examineur
BENOÎT FURET	Professeur	Examineur
ALAIN AUFFRET	Président AUTGV	Examineur
JEAN-FRANÇOIS RIGAL	Professeur	Directeur de thèse
DIDIER RÉMOND	Maître de Conférences, HdR	Directeur de thèse

**INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales - Quadriennal
2007-2010**

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://sakura.cpe.fr/ED206 M. Jean Marc LANCELIN Insa : R. GOURDON	M. Jean Marc LANCELIN Université Claude Bernard Lyon 1 Bât CPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 Fax : lancelin@hikari.cpe.fr
E.E.A.	ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://www.insa-lyon.fr/eea M. Alain NICOLAS Insa : C. PLOSSU ede2a@insa-lyon.fr Secrétariat : M. LABOUNE AM. 64.43 - Fax : 64.54	M. Alain NICOLAS Ecole Centrale de Lyon Bâtiment H9 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 78 43 37 17 eea@ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN
E2M2	EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2 M. Jean-Pierre FLANDROIS Insa : H. CHARLES	M. Jean-Pierre FLANDROIS CNRS UMR 5558 Université Claude Bernard Lyon 1 Bât G. Mendel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.26 23 59 50 Fax 04 26 23 59 49 06 07 53 89 13 e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTÉ Sec : Safia Boudjema M. Didier REVEL Insa : M. LAGARDE	M. Didier REVEL Hôpital Cardiologique de Lyon Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69500 BRON Tél : 04.72.68 49 09 Fax :04 72 35 49 16 Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES http://infomaths.univ-lyon1.fr M. Alain MILLE	M. Alain MILLE Université Claude Bernard Lyon 1 LIRIS - INFOMATHS Bâtiment Nautibus 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 44 82 94 Fax 04 72 43 13 10 infomaths@bat710.univ-lyon1.fr - alain.mille@liris.cnrs.fr
Matériaux	MATERIAUX DE LYON M. Jean Marc PELLETIER Secrétariat : C. BERNAVON 83.85	M. Jean Marc PELLETIER INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 Jean-marc.Pelletier@insa-lyon.fr
MEGA	MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE M. Jean Louis GUYADER Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 -Fax : 87.12	M. Jean Louis GUYADER INSA de Lyon Laboratoire de Vibrations et Acoustique Bâtiment Antoine de Saint Exupéry 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél :04.72.18.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 mega@lva.insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* M. OBADIA Lionel Insa : J.Y. TOUSSAINT	M. OBADIA Lionel Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.88 Fax : 04.37.28.04.48 Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Résumé

À l'heure de la banalisation de l'usinage à grande vitesse et de la surenchère dans les systèmes de surveillance, cette thèse aborde le problème de la bande passante pour l'analyse de l'effort de coupe en fraisage, et développe une nouvelle approche pour l'observation et la surveillance du fraisage.

Les dynamomètres à quartz piézoélectriques sont largement utilisés dans le cadre des laboratoires pour qualifier et observer l'usinage. En revanche, leur bande passante est limitée pour l'observation du fraisage, en particulier pour l'usinage à grande vitesse et l'usinage de finition. Le travail développé dans cette thèse démontre toutefois que la table dynamométrique délivre une information qualitative à haute fréquence, même après ses premiers modes de résonance, et permet de détecter des phénomènes fondamentaux dans la compréhension de l'usinage, tels que les fréquences de segmentation du copeau. Une analyse fine de la réponse fréquentielle du dynamomètre sert de base à une correction dans le domaine fréquentiel permettant de doubler la bande passante.

Les équipes de recherche sur les machines tournantes ont développé dernièrement des techniques de surveillance de la vitesse angulaire instantanée pour détecter des défauts sur des dents d'engrenage. La transposition de ces méthodes dans le domaine de l'usinage, combinée avec une technique d'échantillonnage originale du signal du codeur de broche, a démontré un potentiel d'observation très prometteur. La vitesse angulaire instantanée de la broche s'est révélée être un très bon signal pour surveiller les opérations de fraisage. Les variations locales de cette vitesse générées par les passages des différentes dents de l'outil associées à un modèle dynamique de la broche en rotation ont permis de reconstruire une image très fidèle du couple d'usinage. De plus, l'évolution de ces variations de vitesse a été démontrée comme étant une excellente indication pour l'état de l'outil, débouchant sur le suivi de l'usure et la détection de la rupture des différentes dents de l'outil. Ce travail ouvre également de nombreuses perspectives pour l'observation et la surveillance de l'usinage, allant d'une meilleure intégration du codeur sur la broche à la détection des modes propres de la broche et la surveillance des vibrations auto-régénérées en usinage.

MOTS CLÉS: Usinage, Efforts de coupe, Surveillance, Vitesse angulaire instantanée, Échantillonnage angulaire

Table des matières

Table des matières	i
Table des figures	iii
Liste des tableaux	v
Introduction	1
1 Modélisation du comportement de la coupe en fraisage	9
1.1 Opération exploitée	10
1.1.1 Vision macroscopique et paramètres de pilotage	10
1.1.2 Modélisation géométrique de l'épaisseur découpée	11
1.2 Effort de coupe	18
1.2.1 Modèle d'effort de coupe	19
1.2.2 Spectre de l'effort de coupe	20
1.2.3 Bande passante minimale de l'effort de coupe	24
1.3 Étude de la rotation de la broche	27
1.3.1 Modélisation de la dynamique en rotation	28
1.3.2 De la variation de vitesse angulaire au travail mécanique	31
1.3.3 Spectre de la vitesse angulaire	33
2 Mesure directe des efforts de coupe	35
2.1 Mesure des efforts de coupe	36
2.1.1 Dispositif expérimental	36
2.1.2 Observation des efforts dans le domaine temporel	37
2.1.3 Observation des efforts dans le domaine fréquentiel	38
2.1.4 Observation des efforts dans le domaine temps-fréquence	40
2.1.5 Synthèse sur l'analyse des efforts de coupe	42
2.2 Correction des efforts par inversion de la réponse fréquentielle du dynamomètre	43
2.2.1 Solutions existantes	43
2.2.2 Théorie de la correction dans le domaine fréquentiel	44
2.2.3 Matériel	46
2.2.4 Calcul de la matrice de transfert	47

2.2.5	Inversion de la matrice de transfert et correction de la mesure . . .	49
2.2.6	Exploitation de la correction de l'effort de coupe	50
2.3	Conclusion	52
3	Caractérisation de l'usinage par la mesure de la vitesse angulaire de la broche	55
3.1	Surveillance par analyse des variations de vitesse angulaire instantanée . .	56
3.2	Obtention de la vitesse angulaire	57
3.2.1	Revue de méthodes	57
3.2.2	Matériel	59
3.2.3	Échantillonnage temporel	61
3.2.4	Échantillonnage angulaire	66
3.2.5	Synthèse sur les méthodes d'échantillonnage	68
3.2.6	Caractéristiques fréquentielles	70
3.2.7	Influence de la flexion de la broche sur la mesure en rotation . . .	73
3.3	Estimation de l'effort de coupe	77
3.3.1	Estimation des paramètres du modèle	77
3.3.2	Évolution avec la vitesse angulaire	78
3.4	Surveillance de l'usinage par la vitesse angulaire	81
3.4.1	Constat d'une rupture de dent	81
3.4.2	Observation des ruptures de dent sur la vitesse angulaire	81
3.4.3	Surveillance simultanée de chacune des dents	84
3.4.4	Fréquence angulaire	86
3.5	Conclusions sur l'intérêt de la vitesse angulaire	87
	Conclusions et perspectives	91
A	Sonnage de la broche	95
A.1	Matériel et méthode	95
A.2	Fonctions de réponse en fréquence	96
B	Essais exploités dans le mémoire	99
	Nomenclature	101
	Bibliographie	105

Table des figures

1	Modélisation générale d'une machine outil – bouclage structure / phénomène de la coupe	1
2	Manifestations physiques utilisables pour l'observation de l'usinage [PRI 99]	2
1.1	Opération d'usinage exploitée et principaux paramètres de modélisation .	11
1.2	Trajectoire de deux dents successives d'un outil de fraisage	12
1.3	Défauts possibles sur l'implantation des dents	14
1.4	Répercussions d'une rupture de dent sur l'enlèvement de matière	14
1.5	Modèle étudié et angle d'engagement / de dégagement des dents	15
1.6	Construction de l'épaisseur effectivement découpée	16
1.7	Variation de l'intervalle angulaire de prise de matière avec un défaut radial sur la dent 1	17
1.8	Variation de l'épaisseur découpée avec un défaut radial sur la dent 1	18
1.9	Modélisation de Kline et DeVor [KLI 82]	19
1.10	Direction des efforts de coupe	20
1.11	Évolution du couple d'usinage en regard de celle de l'épaisseur découpée – défaut $\delta R/f_z$ de 10% pour la dent 1	21
1.12	Spectre de l'effort de coupe tangentiel (une seule dent)	22
1.13	Spectre angulaire du couple d'usinage pour une fraise avec toutes ses dents en bon état	23
1.14	Spectre angulaire du couple d'usinage avec une dent cassée	24
1.15	Effet sur l'effort de coupe d'un filtre passe-bas avec différentes bandes passantes	26
1.16	Allure du couple d'usinage avec plusieurs dents simultanément en prise .	27
1.17	Modélisation de la dynamique en rotation de la broche	28
1.18	Variation du couple d'entraînement avec le glissement relatif entre le champs statorique et le rotor [QUA 06, JUF 95]	30
1.19	Évolution de la vitesse angulaire et du couple d'usinage pour différentes avances par dent	32
1.20	Évolution de la vitesse angulaire suivant le couple d'usinage, cas avec et sans défaut sur les dents	33
1.21	Spectre angulaire de la vitesse angulaire pour une fraise saine et une fraise avec une dent cassée	34

2.1	Dispositif expérimental pour l'acquisition des efforts de coupe	37
2.2	Plaquette utilisée pour les essais expérimentaux. Ref. Mitsubishi : AOMT 123608 PEER-M revêtue VP15TF (<i>revêtement miracle</i>)	37
2.3	Validation du modèle d'effort de coupe et allure du signal expérimental. Essai A9, annexe B	38
2.4	Validation du critère de bande passante pour l'observation des efforts de coupe. Essai A9, annexe B	38
2.5	Spectre fréquentiel de l'effort de coupe théorique comparé avec le spectre expérimental	39
2.6	Analyse temps fréquence de l'effort de coupe. Essai A9, annexe B	40
2.7	Copeau réel. Essai A9, annexe B	41
2.8	Variation de la fréquence de segmentation avec la vitesse de coupe. Essais A8 et A9, annexe B	42
2.9	Théorie de la correction dans le domaine fréquentiel	44
2.10	Montage de caractérisation de la table dynamométrique	47
2.11	Fonctions de transfert et de cohérence pour une sollicitation de l'axe \vec{x} . .	48
2.12	Fonctions de cohérence pour les différents axes de sollicitation	49
2.13	Représentation temporelle des signaux des efforts mesurés et corrigés en comparaison à l'effort de caractérisation appliqué au dynamomètre	50
2.14	Influence de la correction du dynamomètre sur l'effort de coupe. Essai A9, annexe B	51
2.15	Efforts corrigés pour deux vitesses de coupe et des conditions de lubrification variables. Essais A2, A3, A4, A5, annexe B	52
3.1	Mesure du temps entre deux positions successives	58
3.2	Mesure du nombre de positions successives en fonction du temps	58
3.3	Mesure du temps entre deux positions non nécessairement successives . .	58
3.4	Dérivation du signal du codeur angulaire de la broche	60
3.5	Les deux capteurs et les deux moyens d'acquisition utilisés	60
3.6	Allure globale des signaux du codeur rotatif de la broche. Signaux bruts pour une rotation à vide à 200 tr/min et une fréquence d'échantillonnage de 50 kHz	62
3.7	Défauts locaux sur les signaux	63
3.8	Comparaison de la vitesse angulaire calculée par différents moyens	65
3.9	Méthodologie de correction de la signature du codeur	65
3.10	Comparaison des vitesses angulaires obtenues avec les différentes méthodes de calcul, avec et sans correction	66
3.11	Échantillonnage angulaire et estimation des intervalles angulaires réels du codeur	67
3.12	Différentes vitesses angulaires calculées à partir du signal échantillonné angulairement	69
3.13	Vitesse angulaire calculée pour les deux méthodes d'échantillonnage pour un essai d'usinage (essai T1, annexe B)	70

3.14	Analyse fréquentielle de la vitesse angulaire. Essai T6, annexe B	71
3.15	Spectres des vitesses angulaires pour différentes vitesses de coupe. Essai A7, A8, A9, annexe B	72
3.16	Spectres angulaires des vitesses angulaires pour différentes vitesses de coupe. Essais A7, A8, A9, annexe B	74
3.17	Modification géométrique du comportement du codeur	75
3.18	Ajout d'une tête de lecture pour le codeur	75
3.19	Effort tangentiel et accélération angulaire calculés à partir d'une optimisation sur l'accélération. Essai A7, annexe B	78
3.20	Effort tangentiel et accélération angulaire à fréquence de rotation élevée. Essais A7, A8, A9, annexe B	79
3.21	Effort tangentiel calculé à k_3 fixé. Essai A5, annexe B	80
3.22	Endommagement des plaquettes après le dernier test d'usinage (essai T6, annexe B)	81
3.23	Correspondance entre l'enveloppe des minimas de la vitesse angulaire et la surface usinée pour l'essai ayant causé la ruine de l'outil (essai T6, annexe B)	82
3.24	Évolution du ralentissement dû à chacune des dents notées de 1 à 4 (essai T6, annexe B)	83
3.25	Évolution du ralentissement dû à chacune des dents – deuxième discontinuité (essai T6, annexe B)	83
3.26	Surveillance des ralentissements propres à chaque dent (essai T6, annexe B)	84
3.27	Ralentissements propres à chaque dent pour l'essai précédent (essai T5, annexe B)	86
3.28	Représentation angle/fréquence angulaire pour l'essai T6, annexe B – les spectres angulaires sont calculés pour 4 tours	87
3.29	Représentation angle/fréquence angulaire pour l'essai T6, annexe B – les spectres angulaires sont calculés pour 1 tour	88
A.1	Montage utilisé pour le sonnage de la broche (direction X)	95
A.2	Sonnage suivant l'axe Y	97
A.3	Sonnage suivant l'axe X	97

Liste des tableaux

1.1	Paramètres du modèle d'effort de coupe utilisés pour les simulations . . .	20
1.2	Bande passante nécessaire pour une bonne observation de l'effort de coupe	27
1.3	Comparaison entre l'évolution du couple et des variations de vitesse angulaire correspondante	34
2.1	Synthèse des solutions explorées pour la correction des efforts de coupe .	44
2.2	Matériel utilisé pour la caractérisation fréquentielle du dynamomètre . . .	47
3.1	Synthèse des caractéristiques offertes par les échantillonnages angulaires et temporels	71
3.2	Paramètres estimés pour l'essai A7, annexe B.	77
3.3	Paramètres estimés pour les essais A8, A9, annexe B.	80
A.1	Matériel utilisé pour le sonnage de la broche	96
A.2	Fréquences de résonance de la broche à l'arrêt	96
B.1	Enchaînement des essais dans l'acier, avec $a_p = 3$ mm	99
B.2	Enchaînement des essais dans le TA6V, avec $a_p = 4$ mm	100

Introduction

L'étude de l'usinage revêt deux grands objectifs scientifiques que sont la compréhension de l'enlèvement de matière et la maîtrise de la mise en œuvre des procédés qui l'utilisent. Si on considère un modèle général pour une machine d'usinage par enlèvement de matière (figure 1), on peut remarquer deux systèmes bouclés mettant en jeu des éléments mobiles permettant la génération d'un mouvement de coupe ou d'avance, et le phénomène de la coupe, qui engendre des efforts pour séparer et évacuer la matière.

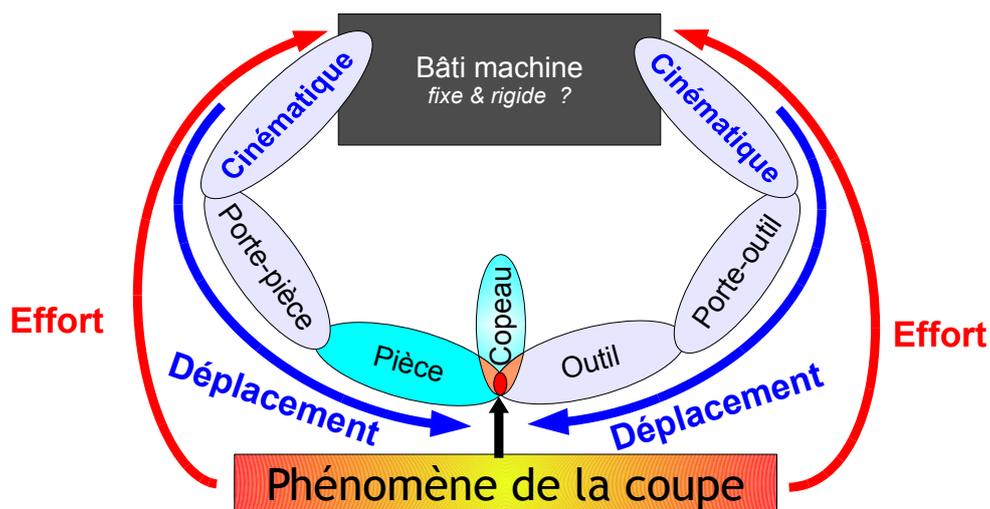


FIG. 1: Modélisation générale d'une machine outil – bouclage structure / phénomène de la coupe

L'étude du phénomène de la coupe peut donc s'effectuer suivant deux approches différentes, qui sont la mesure des efforts et la mesure des déplacements.

Les différents signaux utilisés pour l'observation de l'usinage sont illustrés sur la figure 2. De nombreuses synthèses bibliographiques reprennent ces différents signaux en présentant leurs atouts et leurs désavantages. On pourra en particulier relever les articles de Prickett [PRI 99], de Dimla [DIM 00] et de Sick [SIC 02]. Les principaux signaux représentatifs de l'usure en usinage semblent ainsi concerner :

- les efforts de coupe,
- les vibrations,

- les émissions acoustiques,
- le courant ou la puissance consommés par les moteurs
- la température de l'outil
- l'état de surface de la pièce usinée

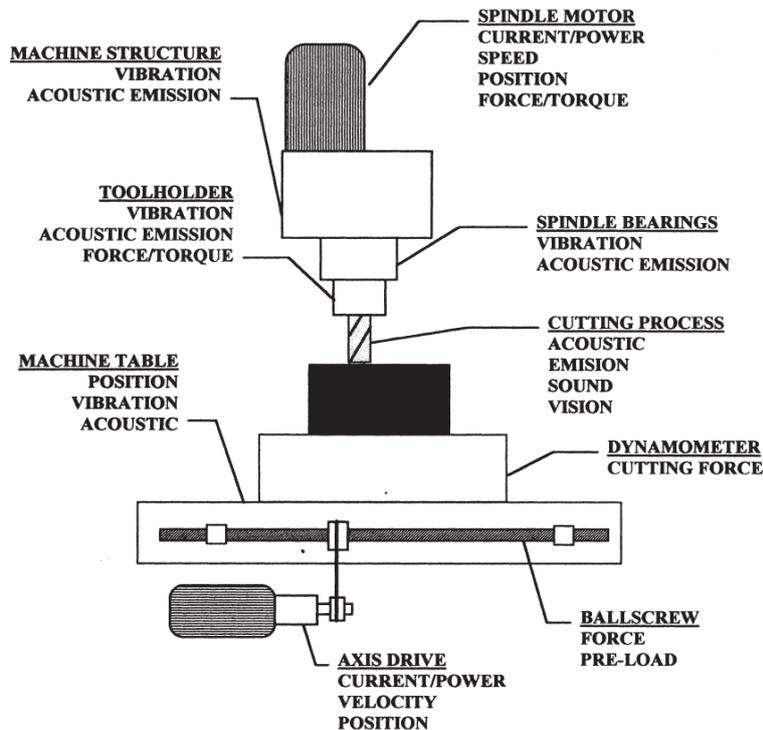


FIG. 2: Manifestations physiques utilisables pour l'observation de l'usinage [PRI 99]

On retrouve les trois classes précédentes, avec les signaux inhérents aux efforts, aux déplacements, aux effets induits. La détection de l'usure et de la rupture des outils fait ensuite intervenir des techniques diverses, telles que des gabarits, des réseaux de neurones ou des analyses de type temps-fréquence / ondelettes [FUR 05]. Ces techniques ne sont pas l'objet de cette thèse et ne seront pas détaillées dans cet ouvrage.

L'observation optique de l'état des parties actives de l'outil permet de détecter les différents modes d'usure. La caractérisation de l'usinage peut être réalisée également par l'analyse de la géométrie du copeau. Ce dernier paramètre peut être observé à *chaud* à l'aide d'une caméra à haute fréquence d'acquisition, en cours de formation mais à *froid*, en utilisant un essai de type *Quick-Stop*, ou encore à l'état final, froid et détaché de la matière (copeaux tirés du bac). L'observation du copeau concerne plutôt les approches scientifiques de compréhension de l'enlèvement de matière, ainsi que les validations de modèles de simulation numérique. Elle porte cependant des informations non négligeables sur l'état d'usure des outils, suivant la forme des copeaux (longs, courts, difformes), souvent en correspondance avec l'état de surface.

Les efforts de coupe sont de précieux indicateurs du déroulement de l'usinage. Mesurés au plus près de la zone d'enlèvement de matière, ils permettent de bien montrer les évolutions des caractéristiques de l'usinage. Les moyens les plus utilisés pour mesurer directement ces efforts de coupe sont les capteurs piézoélectriques. Plus occasionnellement, on rencontre également des capteurs à jauges de déformation, mais ils ont une bande passante relativement faible en comparaison de celle des capteurs piézoélectriques (350 Hz contre 1000 Hz [KAR 07, KIS]). Souvent multidirectionnels, les capteurs piézoélectriques délivrent une charge électrique proportionnelle à l'effort qu'ils subissent. Ces capteurs sont utilisés généralement intégrés dans des tables dynamométriques (mesure d'effort sur la pièce) ou dans des broches ou des portes outils spécifiques (mesure d'effort sur l'outil).

Ce type de système présente un intérêt très prononcé pour l'observation en laboratoire, de par sa proximité avec la zone d'enlèvement de matière. Il a été ainsi montré maintes fois que les efforts de coupe varient avec l'usure des outils, avec une augmentation simultanée de ces deux grandeurs dans le cas du tournage, et un comportement plus spécifique dans le cas du fraisage. En effet, l'usure d'une dent en fraisage avec un outil à plusieurs parties actives peut se traduire par le recul de la dent incriminée, et donc par une diminution de l'épaisseur découpée. Ceci se traduit préférentiellement par une diminution locale de l'effort pour la dent usée, et une augmentation de la charge sur la dent qui arrive en suite [PRI 99].

En revanche, ces systèmes de mesures dynamométriques doivent être insérés à l'intérieur des boucles du système usinant (côté outil ou côté pièce), ce qui peut modifier la rigidité des liaisons et le comportement de la coupe. De plus, l'utilisation de ce matériel implique un coût important et, suivant le type de dynamomètre utilisé, une réduction drastique des dimensions des pièces usinables (en particulier pour les tables dynamométriques). Ainsi, il ne sera pas utilisé dans un cadre industriel, pour lequel on cherchera plutôt à évaluer l'effort de coupe à partir d'autres paramètres. Concernant les applications de laboratoire, c'est l'augmentation de la bande passante qui sera recherchée, afin d'améliorer la compréhension de l'usinage dans des cas d'usinage à grande vitesse (UGV).

La puissance et le courant consommés par les moteurs électriques d'un centre d'usinage sont bien connus pour varier dans le même sens que les efforts de coupe [STE 90]. En particulier, les effets de l'usure des outils sont bien transcrits par ces grandeurs mesurables. En revanche, là où les tables dynamométriques peuvent atteindre des bandes passantes de l'ordre de 1 kHz, la bande passante pour les mesures de courant est un ordre de grandeur en dessous. Cette limite semble provenir essentiellement du système considéré, avec des bandes passantes expérimentées à 18 Hz et 60 Hz pour les axes d'avances et de broche respectivement [CHO 08]. On retrouve dans la littérature des limites à 67 Hz [BAS 07], à 20 Hz [ALT 92], la plus haute étant pour Jeong [JEO 02] qui annonce une bande passante pour le capteur de courant étendue à 130 Hz.

D'un point de vue industriel, les techniques de mesure de courant sont donc limitées par la bande passante et ne pourront être mises en œuvre que dans des cas où celle-ci

n'est pas très importante, comme dans des cas de tournage. Dans les cas de fraisage, les fréquences mises en jeu sont souvent plus élevées, du fait des variations naturelles de l'effort avec les passages des différentes dents de l'outil, et des fréquences de rotation relatives plus importantes du fait des faibles dimensions d'outil.

La mesure de la flexion des outils est la principale application de la mesure de déplacement. Le but est généralement de reconstruire les efforts de coupe en considérant la rigidité du système étudié. C'est une application utilisable en tournage comme en fraisage, comme l'a démontré Moreau dans sa thèse [MOR 10]. L'application la plus courante concerne la mesure de la flexion de la broche d'un centre d'usinage, par analyse des déplacements au niveau du nez de broche. Les travaux à cet égard ont été conduits par Albrecht [ALB 05] ou encore Ritou [RIT 07]. La bande passante pour ce type de signal semble être admissible jusqu'à 350 Hz [ALB 05].

Les vibrations sont la conséquence des variations dynamiques des efforts mis en jeu dans les éléments de la machine outil. On observe préférentiellement la vibration des outils, que ce soit en tournage ou en fraisage. Leur surveillance revêt un double intérêt :

1. la variation de l'amplitude des vibrations correspond généralement à des variations de l'état de l'outil, ce qui peut être exploité pour surveiller l'usure de l'outil,
2. l'augmentation trop importante des vibrations peut être due à de mauvaises conditions de coupe qui excitent le système usinant sur un de ses modes propres et risque sa détérioration, leur détection peut donc permettre la protection de la machine ; il n'est pas rare de rencontrer des accéléromètres intégrés aux broches des centres d'usinage afin de les protéger des situations critiques, en particulier dans des cas de grande fréquence de rotation.

Les fréquences classiquement observées appartiennent à la bande de 0 à 25 kHz. Les vibrations utilisées sont de deux types, et concernent en général soit des accélérations, soit des déplacements. Les accélérations sont obtenues à l'aide d'accéléromètres implantés sur des points stratégiques à protéger (roulements de broche par exemple) ou au plus près de l'usinage (à proximité des outils). En revanche, si le terme statique de la déviation d'outil est un paramètre intéressant à conserver, en plus des conditions dynamiques, Moreau [MOR 10] préconise plutôt l'utilisation de capteurs de déplacements sans contact, tels que des capteurs à capacitance ou à inductance variable, ou encore des mesures optiques.

Au delà de 25 kHz, le terme d'ultrason est préféré. Les applications existent également mais ont plutôt orientée vers l'analyse des émissions acoustiques, dans l'audible ou l'ultra-son.

La température en bout d'outil résulte de la chaleur produite par l'enlèvement de matière. Deux phénomènes principaux génèrent cette chaleur : la déformation plastique de la matière pour former le copeau implique un échauffement local, de même que le frottement de la matière sur les faces de l'outil. Cette chaleur générée est évacuée à la fois par le copeau et par l'outil. Il n'est pas rare de constater que la majorité de la chaleur

est évacuée par le copeau (jusqu'à 90 %) [BOO 89]. L'usure de l'outil modifie en particulier le coefficient de frottement entre l'outil et la matière, ce qui a pour conséquence une augmentation de température à l'interface outil/matière et donc une augmentation de température dans l'outil.

La mise en œuvre de la mesure de température fait intervenir des thermocouples à l'intérieur des outils, ce qui oblige l'utilisation d'outils spéciaux et de moyens d'extrapolation pour obtenir la température de l'outil à l'interface avec la matière. Dimla [DIM 00] en conclut que cette grandeur est difficilement utilisable pour un système de surveillance d'usinage.

Les variations de vitesse instantanée ont d'abord été utilisées par Takata en 1987 [TAK 87]. D'après lui, une méthode pour surveiller l'usinage en fraisage avec un outil à plusieurs dents est d'observer les variations de vitesse angulaire de la broche, en utilisant une génératrice tachymétrique ou un générateur d'impulsion. Il décrit une application avec une fraise à quatre dents tournant à 420 tr/min, soit une fréquence de passage de dents de 28 Hz. Cette méthode est d'après lui plus efficace et représentative des variations de couple d'usinage que ce qui peut être obtenu en mesurant le courant consommé par la broche.

La littérature observée ne laisse cependant apparaître aucune reprise de ces travaux, en dehors de Prickett. Ce dernier a toutefois utilisé le signal tachymétrique du moteur d'un axe d'avance plutôt que le signal de broche pour détecter les ruptures d'outils [PRI 99]. Concernant le tournage, Kaye [KAY 95] a utilisé les variations de vitesse angulaire de la broche pour surveiller l'usure sur la face en dépouille. Plutôt que d'utiliser une génératrice tachymétrique, il s'est servi d'un codeur optique et d'un système de comptage permettant d'avoir une erreur très faible sur la mesure de vitesse angulaire (0.1% d'erreur jusqu'à 209 rad.s⁻¹ [KAY 90]).

Les études actuelles en fraisage sont plus timides concernant les informations angulaires (position, vitesse) de la broche. Elles tendent à prendre en compte la position angulaire de la fraise pour corriger un certain nombre de paramètres tels que le faux rond ou la correspondance avec le passage d'une dent en particulier. Les premiers recalages ont été effectués en utilisant uniquement le top tour du codeur angulaire de la broche. De plus nombreuses études dans le domaine de la surveillance des machines tendent en revanche à utiliser directement la vitesse angulaire moyenne de la broche pour mettre en place des algorithmes auto-adaptatifs suivant les conditions de coupe, afin de suivre en particulier les fréquences relatives à l'entrée en matière de chacune des dents [FRA 05, SID 07, AME 06].

Les travaux portant sur la vitesse angulaire instantanée en usinage sont donc très singuliers, autant en quantité que dans l'originalité des résultats obtenus. En revanche, cette information est utilisée depuis la fin des années 1990 pour observer par exemple des erreurs de transmission dans les engrenages ou détecter des défauts sur les dentures [REM 05]. Des analyses ont également été développées dans le cadre de la surveillance de moteurs à explosion [YAN 01]. Ainsi la vitesse angulaire instantanée, bien que peu étudiée dans le cas de l'usinage, semble jouir d'un potentiel d'observation des systèmes

en rotation assez intéressant.

La synthèse des différents signaux utilisables pour l'observation de l'usinage fait donc ressortir que :

- la mesure d'effort par platine dynamométrique à technologie piézoélectrique est un moyen optimal pour l'analyse en laboratoire du déroulement de la coupe, elle présente une bande passante intéressante de l'ordre du kilohertz, ce qui est toutefois limité pour l'observation de l'UGV,
- les mesures des grandeurs électriques et des déplacements ont des bandes passantes limitées à une centaine de hertz, ce qui réduit leur champs d'application pour l'observation et la surveillance de l'usinage, en particulier en fraisage,
- les vibrations présentent la plus grande bande passante envisageable, mais leur corrélation avec le déroulement de la coupe nécessite le développement de modèles et des calibrages importants,
- la température à l'interface outil/matière est scientifiquement intéressante, mais difficilement accessible et la corrélation avec les conditions de coupe nécessite également des développements ou des calibrages délicats,
- les variations de vitesse instantanée semblent prometteuses mais restent très peu étudiées dans l'usinage.

La thèse s'est attachée à deux points précis parmi les différentes limitations observées : la problématique de l'observation des efforts de coupe avec une platine dynamométrique et l'utilisation des variations de vitesse angulaire instantanée de l'outil. Le support de cette étude est une opération de fraisage sur le flanc.

Le plan de ce mémoire présente trois chapitres. Le premier chapitre détaille la modélisation de l'opération de fraisage étudiée et permet de mettre en place les différentes notions nécessaires aux développements expérimentaux des chapitres 2 et 3. À partir de la modélisation de la section découpée par chacune des dents de l'outil fraise utilisé, les spécificités de l'enlèvement de matière sont décrites. L'évolution de cette section, à la fois continue et discontinue, se représente particulièrement bien dans un référentiel angulaire. Elle induit directement la même tendance sur les efforts de coupe, et génère une forme de spectre particulière. Ce spectre sert de base pour définir un critère de bande passante minimale pour l'observation des efforts de coupe, en lien avec l'objectif du deuxième chapitre. La modélisation dynamique de la rotation de la broche est décrite ensuite et démontre la supériorité des variations de vitesse angulaire de la broche sur l'utilisation de l'amplitude des efforts de coupe dans une optique de surveillance de l'usinage. La relation entre les paramètres angulaires et le couple d'usinage est également établie.

Le deuxième chapitre s'attache à l'exploitation de la mesure expérimentale des efforts de coupe avec une table dynamométrique. Dans un premier temps, l'analyse est conduite pour valider la modélisation du premier chapitre et en particulier le critère de bande passante. Les limites d'une utilisation directe de la table dynamométrique liées aux fréquences de résonance de la table sont également observées. Une analyse de type temps-fréquence est ensuite développée et démontre la capacité de la table à transmettre

des informations à des fréquences supérieures à 20 kHz. La deuxième partie du chapitre s'attache à la caractérisation précise de la réponse en fréquence du système de mesure d'effort et propose une méthode de correction des efforts pour dépasser les premiers modes propres du dynamomètre.

Le troisième chapitre concerne l'analyse expérimentale de la vitesse angulaire instantanée de la broche du centre d'usinage utilisé. Dans cette optique, une première partie développe différentes méthodologies pour utiliser le codeur angulaire de la broche et obtenir la vitesse angulaire instantanée. Le choix d'une solution d'échantillonnage originale permettant l'analyse en temps réel est expliqué. Ensuite, les modèles développés au premier chapitre sont utilisés pour reconstruire avec succès le couple d'usinage à partir du seul signal du codeur angulaire. Enfin, le signal de vitesse angulaire est utilisé pour suivre l'évolution des conditions d'usinage. En particulier, des ruptures de dents sont clairement repérées et corrélées avec l'évolution de l'usure constatée sur le même signal de vitesse angulaire. La définition et l'utilisation d'un spectrogramme angulaire permet également de détecter habilement l'apparition de ces ruptures.

Chapitre 1

Modélisation du comportement de la coupe en fraisage

Sommaire

1.1	Opération exploitée	10
1.1.1	Vision macroscopique et paramètres de pilotage	10
1.1.2	Modélisation géométrique de l'épaisseur découpée	11
1.2	Effort de coupe	18
1.2.1	Modèle d'effort de coupe	19
1.2.2	Spectre de l'effort de coupe	20
1.2.3	Bande passante minimale de l'effort de coupe	24
1.3	Étude de la rotation de la broche	27
1.3.1	Modélisation de la dynamique en rotation	28
1.3.2	De la variation de vitesse angulaire au travail mécanique	31
1.3.3	Spectre de la vitesse angulaire	33

Introduction

En fraisage, le mouvement de coupe est généré par la rotation de l'outil. Il en résulte une trajectoire particulière de chacune des parties actives de l'outil dans le référentiel de la pièce. Par conséquent, les phénomènes mis en jeu dans l'opération de fraisage seront dépendants de cette trajectoire, et en particulier les deux grandeurs qui ont été retenues pour cette thèse : les efforts de coupe et la vitesse angulaire instantanée de l'outil.

Ce chapitre aborde donc la modélisation analytique de l'opération de fraisage avec l'objectif de préciser les différentes notions nécessaires à l'observation des efforts de coupe et des variations de vitesse angulaire de l'outil. Une première partie détaille l'opération de fraisage qui est exploitée dans la suite du mémoire et définit l'épaisseur découpée par chacune des dents de l'outil. Les éventuels défauts sur les parties actives – tels que des ruptures de dents – seront introduits dans le modèle. La deuxième partie de ce chapitre s'attache à la modélisation des efforts de coupe, afin de mettre en place un critère pour la bande passante nécessaire à la bonne observation du procédé. Une fréquence événementielle en angle est également introduite, ainsi qu'un spectre angulaire. La dernière partie présente une modélisation du couple produit par une motobroche afin de résoudre la correspondance entre les efforts de coupe et les grandeurs angulaires (vitesse - accélération). Les variations de vitesses angulaires sont ensuite calculées pour des cas sains et pour des cas avec rupture de dents, dans le domaine angulaire et dans le domaine fréquentiel.

1.1 Opération exploitée

1.1.1 Vision macroscopique et paramètres de pilotage

L'opération exploitée est une opération de fraisage avec le flanc de l'outil, dite *en roulant*. Afin de dissocier les phénomènes liés au flanc de la dent de ceux liés à l'usinage avec le bout de l'outil, comme dans le cas du fraisage d'un épaulement ou d'une opération *deux tailles*, la pièce considérée est une plaque d'épaisseur inférieure à la hauteur de dent. Ainsi lors de l'usinage considéré, chaque dent de l'outil travaillera uniquement avec le flanc, laissant le bout de l'outil libre de toute sollicitation.

On considérera pour l'étude une base orthonormale $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$, construite de sorte que la fraise tourne autour de l'axe \vec{z} et avance le long de l'axe \vec{x} . La broche étant supposée en translation rectiligne uniforme par rapport à la pièce dans le référentiel terrestre (supposé galiléen), on considérera par la suite que la base utilisée $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ place l'étude dans un référentiel galiléen. Le système étudié est l'ensemble *broche-outil*. Les lois de Newton pourront alors être appliquées à ce système dans la base $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$.

Lors des différents tests (simulations et essais réels), le même outil sera utilisé. Ses caractéristiques de base sont un rayon R de 16 mm, et un nombre n_z de dents égal à 4. Les paramètres variables dans les tests seront alors :

- a_p : l'engagement axial de l'outil, correspondant à l'épaisseur de la plaque (mm),
- a_e : l'engagement radial de l'outil (mm),

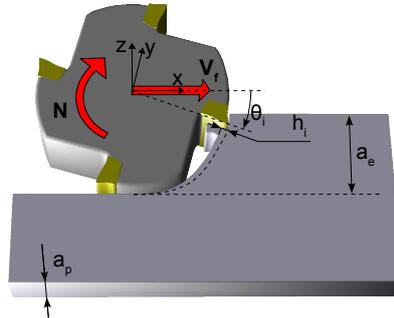


FIG. 1.1: Opération d'usinage exploitée et principaux paramètres de modélisation

- V_C : la vitesse de coupe de l'outil (m/min), et donc la fréquence de rotation N (tr/min) et la vitesse angulaire de l'outil ω (rad/s),
- f_z : l'avance par dent (mm/dt), et donc la vitesse d'avance V_f (mm/min) et $\underline{V_f}$ (mm/s).

Il est à noter que pour l'outil utilisé (quatre dents), un engagement radial inférieur au rayon de l'outil permet d'avoir à chaque instant au plus une seule dent de l'outil en contact avec la matière. L'effort de coupe sera alors dû seulement à une action localisée et non à la somme des contributions de plusieurs dents. La distinction des actions de chacune des dents sera alors plus aisée.

1.1.2 Modélisation géométrique de l'épaisseur découpée

1.1.2.1 Cas général

On retiendra pour nos calculs la définition usuelle où l'épaisseur à prendre en compte pour le calcul des efforts est celle qui est normale à la vitesse de coupe sur l'arête de la dent considérée. Cette épaisseur découpée est donc radiale. Elle sera désignée par h .

La figure 1.2 résume la situation du calcul de l'épaisseur découpée. À l'instant t , la dent i est en D et le centre de la fraise est en B. À l'instant $t - T$, la dent $i - 1$ était en E et le centre de la fraise en A. T correspond à la période de passage des dents, définie par l'équation 1.1. La distance AB correspond donc à l'avance par dent de la fraise (équation 1.2). Le point C' correspond à l'intersection entre la trajectoire de la dent $i - 1$ (surface générée par la dent précédente) et la normale à la vitesse de coupe à l'instant t (dent i en D). Le centre de la fraise à l'instant correspondant était en A'. L'épaisseur découpée prise par la dent i correspond donc à la distance C'D, et est définie par l'équation 1.3.

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{n_z \cdot \omega} \quad (1.1)$$

$$AB = f_z \quad (1.2)$$

$$e_i = C'D = BD - BC' \quad (1.3)$$

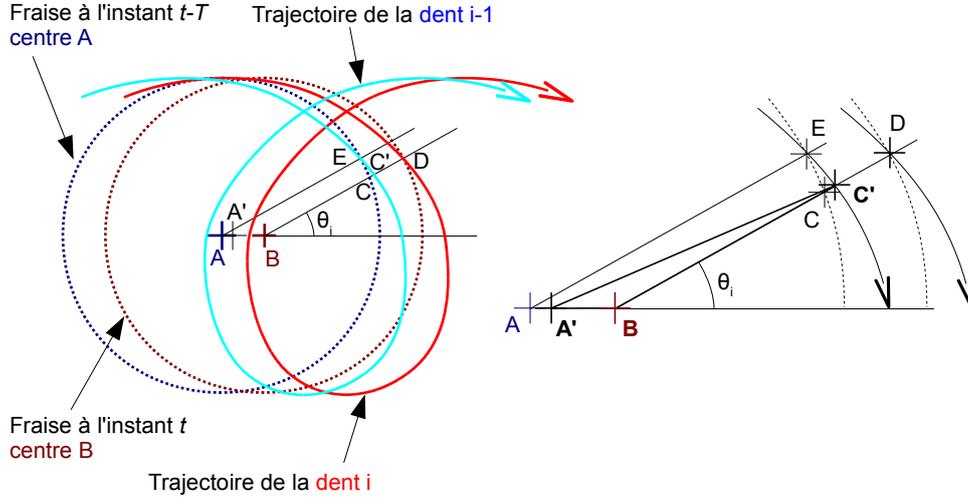


FIG. 1.2: Trajectoire de deux dents successives d'un outil de fraisage

Dans la mesure où la distance BD est a priori connue et correspond à la position radiale de l'arête de coupe de la dent i par rapport au centre de rotation de l'outil (soit le rayon de l'outil), il faut déterminer la distance BC' . Le théorème d'Al Kashi est appliqué au triangle $A'BC'$ (équation 1.4), puis le calcul est développé pour obtenir la distance BC' . L'incertitude sur le signe dans l'équation 1.5 est levée en considérant que pour un angle θ nul (points A' , B , C' alignés dans cet ordre), la longueur BC' est égale à $A'C' - A'B$. Enfin, l'épaisseur découpée est obtenue (équation 1.6).

$$\begin{aligned} A'C'^2 &= A'B^2 + BC'^2 - 2.A'B.BC'.\cos(\pi - \theta_i) \\ &= (BC' + A'B.\cos(\theta_i))^2 + A'B^2.(1 - \cos^2(\theta_i)) \end{aligned} \quad (1.4)$$

$$\begin{aligned} BC' &= -A'B.\cos(\theta_i) \pm \sqrt{A'C'^2 - A'B^2.\sin^2(\theta_i)} \\ &= -A'B.\cos(\theta_i) + \sqrt{A'C'^2 - A'B^2.\sin^2(\theta_i)} \end{aligned} \quad (1.5)$$

$$\begin{aligned} e_i &= BD - BC' \\ e_i &= BD + A'B.\cos(\theta_i) - \sqrt{A'C'^2 - A'B^2.\sin^2(\theta_i)} \end{aligned} \quad (1.6)$$

Une première approximation consiste à négliger la distance AA' , ce qui revient à confondre la distance $A'B$ et la distance AB (équation 1.7). Une étude approfondie [GIR 07] montre que cette approximation génère une erreur de l'ordre de 2 %, ce qui est négligeable pour ce type de modèle. En considérant une fraise parfaite, les dents de l'outil seront toutes également réparties angulairement sur un même cercle de rayon R autour du centre de la fraise, ce qui se traduit par l'égalité 1.8. L'avance f_z étant négligeable devant le rayon R de l'outil, la racine peut s'écrire sous la forme d'un développement limité (équation 1.9). Si on ne prend pas en compte l'entrée et la sortie de la matière (partie

où le sinus a son importance), on retrouve l'expression générale de l'épaisseur découpée théorique (équation 1.10) [COR 03].

$$A'B \approx AB = f_z \quad (1.7)$$

$$BD = A'C' = R \quad (1.8)$$

$$e_i = R + f_z \cdot \cos(\theta_i) - \sqrt{R^2 - f_z^2 \cdot \sin^2(\theta_i)}$$

$$e_i = R + f_z \cdot \cos(\theta_i) - R \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{f_z}{R}\right)^2 \cdot \sin^2(\theta_i)}$$

$$e_i \approx f_z \cdot \left(\cos(\theta_i) + \frac{f_z}{2 \cdot R} \cdot \sin^2(\theta_i) \right) \quad \text{si } R \gg f_z \quad (1.9)$$

$$e_i \approx f_z \cdot \cos(\theta_i) \quad \text{si } -85^\circ < \theta_i < 85^\circ \quad (1.10)$$

1.1.2.2 Prise en compte des défauts sur l'outil

Les outils n'étant jamais parfaits, ils présentent généralement des défauts qui vont modifier l'épaisseur découpée. On pourra par exemple considérer le faux-rond de l'outil, qui implique que les différentes arêtes de coupe ne sont pas sur le même rayon (remise en cause de l'équation 1.8). C'est un défaut qui interviendra également si une dent de l'outil est cassée, ce qui se traduit généralement par un recul de l'arête de coupe, comme l'a déjà souligné Prickett [PRI 99]. Un deuxième type de défaut peut être un décalage angulaire de la dent par rapport à la position angulaire théorique. Si ce décalage est un défaut, son influence sera inférieure ou équivalente à l'approximation réalisée en confondant A et A' (équation 1.7), et donc sera négligeable dans le calcul de l'épaisseur découpée. En revanche, certains outils dits à *pas variable* présentent naturellement ce type de décalage, ce qui est pris en compte dans le modèle lors de la définition des positions angulaires de chacune des dents (θ_i). Ces défauts sont résumés par la figure 1.3.

Pour introduire ces variations dans le modèle de l'épaisseur découpée, il faut donc reprendre les formules précédentes et reconsidérer les hypothèses. En particulier, les valeurs des rayons pourront différer selon les plaquettes mises en jeu dans ce modèle.

$$BD = R_i \quad (1.11)$$

$$A'C' = R_{i-1} \quad (1.12)$$

$$e_i = (R_i - R_{i-1}) + f_{z_i} \cdot \left(\cos(\theta_i) + \frac{f_{z_i}}{2 \cdot R_{i-1}} \cdot \sin^2(\theta_i) \right) \quad (1.13)$$

$$f_{z_i} = \frac{\theta_i - \theta_{i-1}}{\omega} \cdot \underline{V_f} \quad (1.14)$$

Il est alors aisé de démontrer que si une dent présente une réduction de δR sur la position de son rayon, alors l'épaisseur découpée correspondante va diminuer de δR , et

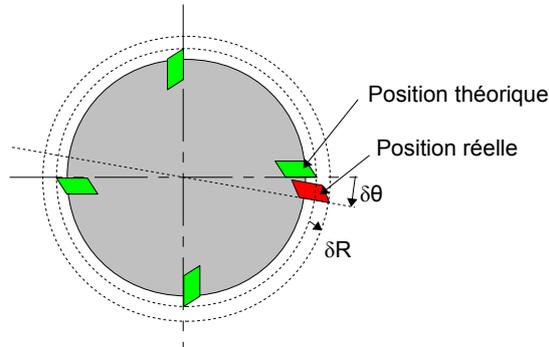


FIG. 1.3: Défauts possibles sur l'implantation des dents

celle de la dent suivante va augmenter de cette même valeur. En revanche, il faut noter que si le défaut sur la dent i est trop important, alors le calcul ne fait plus intervenir seulement les trajectoires d'une dent et de celle qui la précède, mais également les trajectoires des autres dents précédentes, comme le démontre la figure 1.4.

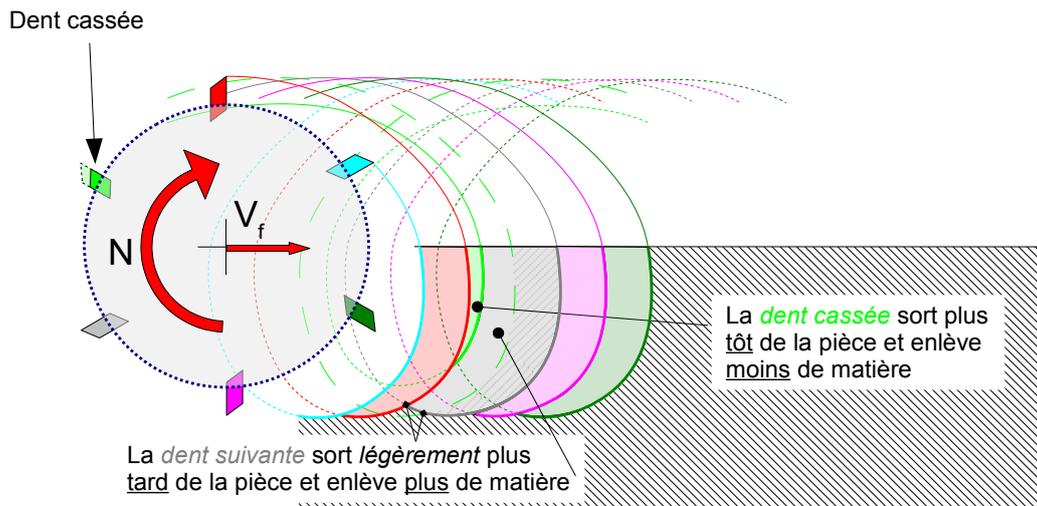


FIG. 1.4: Répercussions d'une rupture de dent sur l'enlèvement de matière

L'épaisseur découpée varie alors selon le système suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} e_i \geq 0 \\ e_i = \min_{j=1..n_z} \left((R_i - R_{i-j}) + \left(\sum_{k=i}^{i+j-1} f_{z_k} \right) \cdot \left(\cos(\theta_i) + \frac{\sum_{k=i}^{i+j-1} f_{z_k}}{2.R_{i-j}} \cdot \sin^2(\theta_i) \right) \right) \end{array} \right. \quad (1.15)$$

1.1.2.3 Domaine de validité

Il est bien évident que la formule de l'épaisseur découpée n'est applicable que durant l'intervalle où la dent est en prise avec la matière. Si on considère le fraisage *en avalant* proposé dans la figure 1.5, il est aisé de déterminer l'angle d'entrée de chacune des dents, qui s'exprime selon l'équation 1.16.

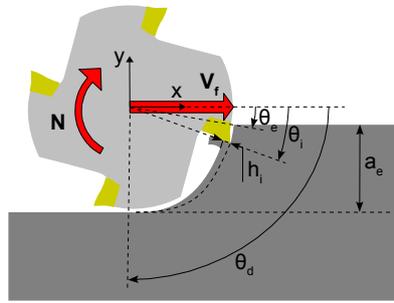


FIG. 1.5: Modèle étudié et angle d'engagement / de déengagement des dents

$$\theta_{e_i} = a \sin \left(\frac{a_e}{R_i} - 1 \right) \quad (1.16)$$

En revanche, les instants pour lesquels le terme e_i s'annule correspondent respectivement à l'angle d'entrée de la fraise dans un cas d'usinage pleine matière (rainurage) ou d'usinage en opposition, et à l'angle de sortie de la fraise dans le cas étudié (équation 1.17). En reprenant la définition générale de e_i (eq. 1.13 \Leftrightarrow eq. 1.18) et en considérant que ces angles sont proches de $\pm\pi/2$, on peut simplifier les termes en *sinus* et *cosinus* (équation 1.19). Enfin, on obtient ces angles extrêmes d'entrée / sortie matière par les formules 1.21.

$$e_i = 0 \Leftrightarrow \theta = \begin{cases} \theta_e(\text{rainurage}) \\ \theta_d \end{cases} \quad (1.17)$$

$$e_i = 0 \Leftrightarrow \cos(\theta_i) + \frac{f_{zi}}{2.R_{i-1}} \cdot \sin^2(\theta_i) = -\frac{R_i - R_{i-1}}{f_{zi}} \quad (1.18)$$

$$\text{or } \theta_i \approx \pm \frac{\pi}{2} \Rightarrow \cos(\theta_i) \approx \frac{\pi}{2} \pm \theta_i \quad \text{et} \quad \sin(\theta_i) \approx 1 \quad (1.19)$$

$$\Rightarrow \frac{\pi}{2} \pm \theta_i + \frac{f_{zi}}{2.R_{i-1}} = -\frac{R_i - R_{i-1}}{f_{zi}} \quad (1.20)$$

$$\begin{cases} \theta_{e_i}(\text{rainurage}) = \frac{\pi}{2} + \frac{f_{zi}}{2.R_{i-1}} + \frac{R_i - R_{i-1}}{f_{zi}} \\ \theta_{d_i} = -\frac{\pi}{2} - \frac{f_{zi}}{2.R_{i-1}} - \frac{R_i - R_{i-1}}{f_{zi}} \end{cases} \quad (1.21)$$

Dans le cas de fortes variations du rayon ou du pas de la fraise, l'expression à considérer est encore liée à l'intersection des trajectoires de dents non consécutives, ce qui donne l'expression suivante :

$$\theta_{d_i} = \max_{j=1..n_z} \left(-\frac{\pi}{2} - \frac{\sum_{k=i}^{i+j-1} f_{z_k}}{2.R_{i-z}} - \frac{R_i - R_{i-z}}{\sum_{k=i}^{i+j-1} f_{z_k}} \right) \quad (1.22)$$

Le domaine de validité est alors décrit par deux paramètres $\Delta\theta_i$ et θ_{med_i} détaillés ci-après. Ils permettent de définir une fonction rectangulaire w_i représentative de l'engagement d'une dent dans la matière, qui vaut donc 1 si la dent i est dans l'intervalle $\Delta\theta_i$ et 0 si la dent est en dehors (figure 1.6).

$$\Delta\theta_i = \theta_{e_i} - \theta_{d_i} \quad (1.23)$$

$$\theta_{med_i} = \frac{\theta_{e_i} + \theta_{d_i}}{2} \quad (1.24)$$

$$w_i = \text{rect} \left(\frac{\theta_i - \theta_{med_i}}{\theta_{e_i} - \theta_{d_i}} \right) * \delta_{2\pi}(\theta_i) \quad (1.25)$$

L'épaisseur effectivement découpée par la dent i (h_i) peut alors s'écrire comme le produit du terme de forme e_i et du terme représentatif du contact dent/matière w_i , comme détaillé dans la figure 1.6.

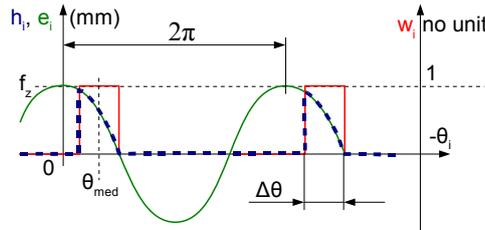


FIG. 1.6: Construction de l'épaisseur effectivement découpée

$$h_i = e_i \cdot w_i \quad (1.26)$$

1.1.2.4 Évolution de l'épaisseur découpée avec les défauts

Le graphique 1.7 présente l'évolution de l'intervalle angulaire d'engagement suivant la taille d'un défaut sur la dent 1, simulant un recul de l'arrête de coupe conséquemment

à une usure prématurée ou à une rupture. On peut constater que plus cette dent *recule*, et plus son engagement angulaire diminue : la dent étant sur un rayon plus faible, elle sort plus tôt. En revanche, la dent 2 n'a pas un engagement angulaire qui augmente de manière aussi conséquente : celui-ci augmente proportionnellement à la diminution de l'engagement de la dent précédente pour un défaut relativement faible, puis se stabilise à hauteur de 1% d'écart à la valeur régulière. La dent sort de la matière au niveau de la surface générée par la dent 4 plutôt que celle générée par la dent 1. Ainsi, la variation de l'intervalle angulaire d'engagement est beaucoup plus importante pour la dent cassée que pour la dent qui suit.

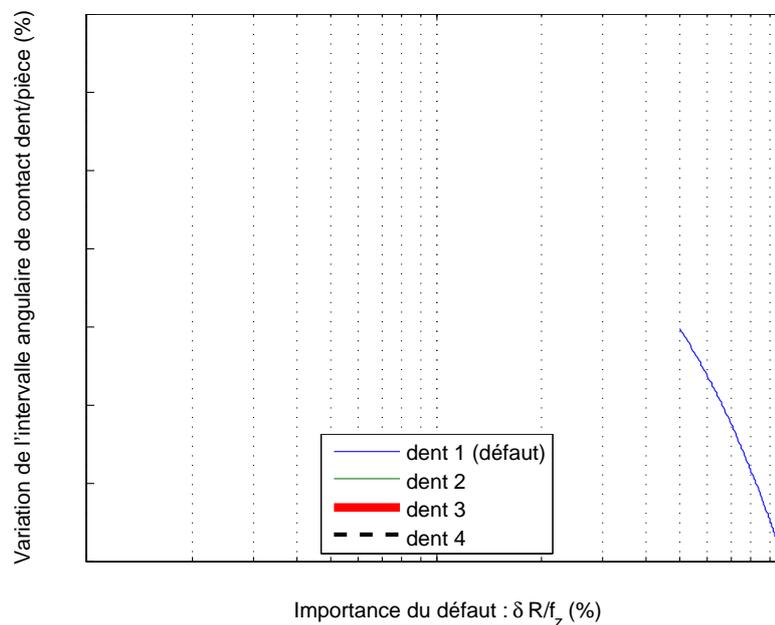


FIG. 1.7: Variation de l'intervalle angulaire de prise de matière avec un défaut radial sur la dent 1

Concernant la variation de l'épaisseur découpée consécutivement à ce type de défaut (figure 1.8), l'évolution de l'intervalle angulaire d'engagement évolue bien comme décrit précédemment : celui de la dent cassée baisse significativement avec l'importance du défaut, alors que celui de la dent qui la suit n'augmente pas visiblement.

En revanche, l'évolution de l'amplitude est en lien quasiment direct avec l'importance du défaut : plus le défaut de la dent 1 sera grand, plus l'épaisseur découpée par la dent 1 sera faible, et plus l'épaisseur découpée par la dent 2 sera importante. Les variations d'épaisseur découpée ne concernent pas les autres dents. Il serait de plus relativement aisé de montrer que l'épaisseur qui n'est pas découpée par la dent 1 à une position angulaire $\theta_1 = \hat{\theta}$ est effectivement reprise par la dent 2 à une position angulaire $\theta_2 = \hat{\theta}$.

En conclusion, cette modélisation précise de l'épaisseur découpée en considérant l'apparition de ruptures ou d'usures prématurées non homogènes sur les différentes parties ac-

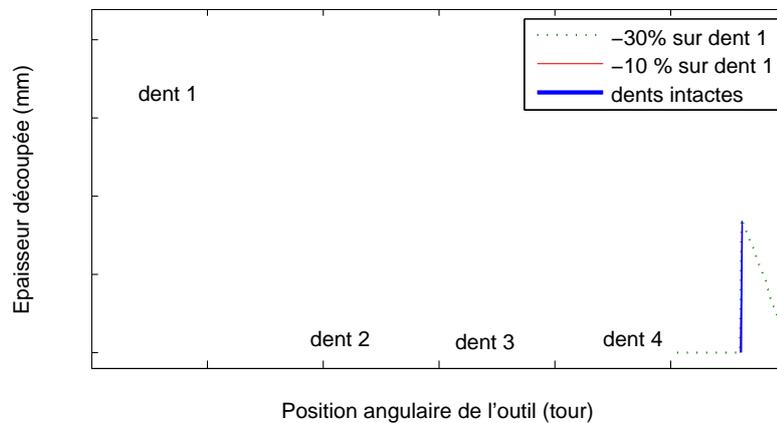


FIG. 1.8: Variation de l'épaisseur découpée avec un défaut radial sur la dent 1

tives de l'outil permet de mettre en évidence les répercussions de ces défauts sur l'évolution de l'épaisseur découpée par chacune des dents. Il a ainsi été démontré que l'amplitude et la durée angulaire de l'épaisseur découpée par une dent cassée diminuent d'autant plus que le défaut est important. La dent suivante subit une augmentation de l'amplitude de l'épaisseur découpée proportionnelle à la manière non usinée par la dent cassée, mais la durée angulaire d'enlèvement de matière est très peu modifiée. L'épaisseur découpée étant une grandeur difficilement observable en cours d'usinage, la suite de ce chapitre présente les variations introduites par ces défauts sur l'effort de coupe et la variation de vitesse angulaire de la broche.

1.2 Effort de coupe

Les efforts de coupe sont les principales grandeurs observées pour caractériser l'usinage. De nombreux modèles plus ou moins complexes ont été développés pour estimer ces efforts suivant les conditions opératoires, la géométrie de l'outil, etc. Dans le cas où la géométrie de la fraise est tridimensionnelle et présente par exemple un angle d'hélice important sur le flanc de l'outil ou des arêtes arrondies (outil torique ou outil boule), la discrétisation de l'arête de coupe d'après le modèle de Kline et De Vor (figure 1.9) est généralement utilisée. Cette discrétisation est alors fréquemment couplée à un modèle d'effort de coupe oblique faisant intervenir les angles de coupe, de direction et d'orientation de l'arête, comme par exemple détaillé par Bissey [BIS 05]. La finesse de cette discrétisation associée à une caractérisation précise des paramètres empiriques des modèles mis en jeu permettent d'obtenir des efforts de coupe fidèles à la réalité, mais ces développements peuvent être longs et fastidieux.

Pour le cas d'étude de ce mémoire, ce type de modélisation complexe ne sera pas utilisé. L'opération étudiée met en œuvre une fraise cylindrique présentant un faible angle d'hélice et un usinage sur flanc d'une plaque de faible épaisseur, un modèle tridimen-

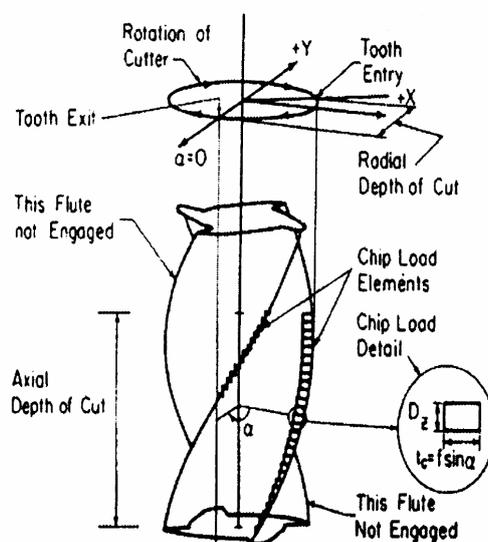


FIG. 1.9: Modélisation de Kline et DeVor [KLI 82]

sionnel complexe n'est donc pas nécessaire. Le modèle présenté dans le paragraphe suivant sera donc un modèle simple plan, qui servira de base à la modélisation du contenu fréquentiel des efforts de coupe et à la recherche d'une bande passante minimale pour une représentation correcte de ces efforts.

1.2.1 Modèle d'effort de coupe

1.2.1.1 Cas plan - coupe orthogonale

L'effort de coupe modélisé ici concerne uniquement l'effort dans le plan (\vec{x}, \vec{y}) , comme illustré sur la figure 1.10. Le modèle adopté pour l'effort de coupe est un modèle classique [SAB 61]. Il est défini par l'équation 1.27, qui introduit une dépendance de l'effort tangentiel F_t à l'épaisseur découpée h_i par chaque dent i . De même, l'effort radial peut être défini pour chaque dent (équation 1.28). Le couple d'usinage peut alors s'écrire comme étant la somme des contributions des efforts tangentiels liés à chacune des dents multipliés par leur rayon d'application respectif (équation 1.29). Les paramètres retenus pour les tests de simulation dans la suite du mémoire sont présentés dans le tableau 1.1, et correspondent à des grandeurs constatées expérimentalement [GIR 07]

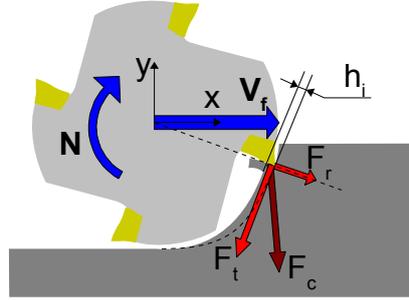


FIG. 1.10: Direction des efforts de coupe

$$F_{t_i} = K_{t_0} \cdot \left(\frac{h_i}{h_0} \right)^{p_t} \cdot h_i \cdot a_p \quad (1.27)$$

$$F_{r_i} = K_{r_0} \cdot \left(\frac{h_i}{h_0} \right)^{p_r} \cdot h_i \cdot a_p \quad (1.28)$$

$$C_u = 1000 \cdot \sum_{i=1}^{n_z} K_{t_0} \cdot \left(\frac{e_i}{h_0} \right)^{p_t} \cdot e_i \cdot a_p \cdot R_i \cdot w_i \quad (1.29)$$

K_{t_0} ($N \cdot mm^{-2}$)	p_t (s.u.)	h_0 (mm)
500	-0,4	0,4

TAB. 1.1: Paramètres du modèle d'effort de coupe utilisés pour les simulations

La dépendance de l'effort de coupe à l'épaisseur découpée permet d'observer une certaine similitude entre les évolutions des deux grandeurs, comme illustré par la figure 1.11. En particulier, contrairement au tournage pour lequel la section découpée est constante et l'effort continu, l'effort en fraisage est à la fois continument variable (terme e_i) et également discontinu (terme w_i).

1.2.2 Spectre de l'effort de coupe

Les paragraphes précédents ont mis en évidence que la manière la plus logique de décrire l'évolution du procédé de fraisage est une représentation angulaire. En effet, l'intérêt du procédé provient du fait que le mouvement de coupe soit donné à l'outil et que l'on puisse le déplacer dans l'espace relativement à la pièce pour enlever de la matière. Ainsi, du fait de la rotation de l'outil, les évolutions de l'épaisseur découpée et des efforts de coupe sont décrites naturellement en fonction de la position angulaire instantanée de chacune des dents.

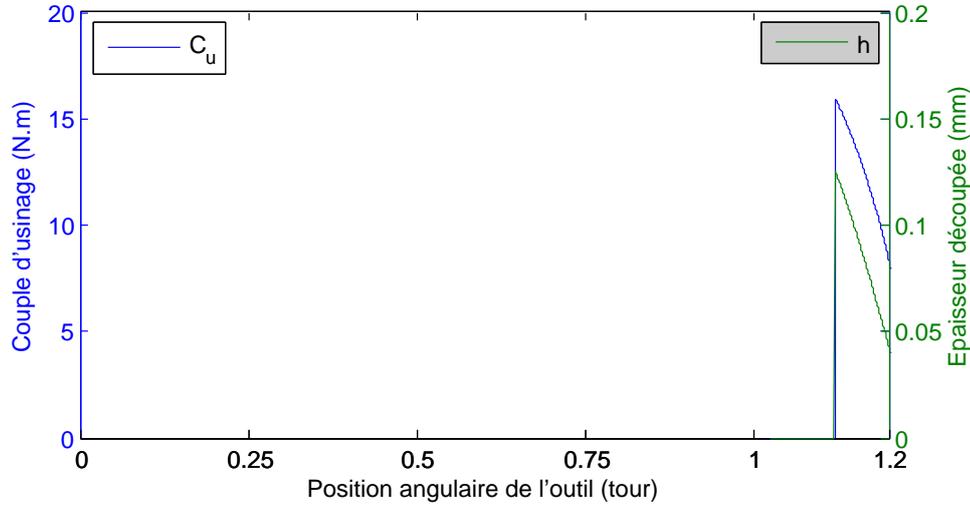


FIG. 1.11: Évolution du couple d'usinage en regard de celle de l'épaisseur découpée – défaut $\delta R/f_z$ de 10% pour la dent 1

Les évènements qui sont liés à l'usinage seront donc dépendants de la position angulaire de l'outil, et on pourra donc exprimer leur fréquence d'apparition en nombre d'évènements par unité d'angle - radian ou tour - plutôt que d'utiliser une fréquence temporelle classique en évènement par unité de temps qui serait découplée de la physique intime du procédé.

Par analogie avec une fréquence temporelle (s^{-1}) et une fréquence spatiale (m^{-1}), on définit donc la fréquence événementielle angulaire ν dont l'unité est le rad^{-1} . Par la suite, cette fréquence sera utilisée sous le nom de fréquence angulaire, qu'il ne faut pas confondre avec l'appellation abusivement employée pour parler de la pulsation ω , qui est utilisée dans ce mémoire sous le nom de vitesse angulaire.

Une transformée de Fourier pour les signaux décrits angulairement peut également être définie, afin de tracer un spectre angulaire de ces signaux :

$$\left\{ \begin{array}{l} g : \theta \mapsto g(\theta) \\ \mathcal{F}(g) : \nu \mapsto \mathcal{F}(g)(\nu) = \int_{-\infty}^{+\infty} g(\theta) \cdot e^{-j \cdot 2\pi \cdot \nu \cdot \theta} \cdot d\theta \end{array} \right. \quad (1.30)$$

Pour rappel, le spectre temporel est défini de la manière suivante, pour une fréquence temporelle f en s^{-1} :

$$\left\{ \begin{array}{l} \tilde{g} : t \mapsto \tilde{g}(t) \\ \mathcal{F}_t(\tilde{g}) : f \mapsto \mathcal{F}_t(\tilde{g})(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \tilde{g}(t) \cdot e^{-j \cdot 2\pi \cdot f \cdot t} \cdot dt \end{array} \right. \quad (1.31)$$

Dans le cas où la vitesse angulaire est constante ($\omega = \omega_0$), on aura correspondance entre les spectres temporels et angulaires ($f = \omega_0 \cdot \nu$) à un facteur d'amplitude près. Cependant, cette situation est hypothétique car le principe même du fraisage induit une charge

variable, et donc des variations de vitesse angulaire inévitables, et les spectres seront donc différents. Notre intérêt se trouvant dans l'observation du procédé d'enlèvement de matière, c'est le spectre angulaire qui sera utilisé dans la suite de ce mémoire.

1.2.2.1 Forme générale

La transformée de Fourier du modèle d'effort de coupe est détaillée par l'équation 1.32 et le spectre angulaire est tracé sur la figure 1.12 : la forme globale du spectre obtenu est celle du sinus cardinal provenant de la transformation de la fonction w_i . Les raies observées résultent de la périodicité du signal de départ (rotation de la fraise), et correspondent au peigne de Dirac avec une raie tous les $\frac{1}{2\pi}$.

$$\begin{aligned}\mathcal{F}(F_{t1})(v) &= \frac{K_{t0}}{h_0^{p_t}} \cdot a_p \cdot \mathcal{F}(w_1^{1+p_t}) * \mathcal{F}(e_1^{1+p_t}) \\ \mathcal{F}(F_{t1})(v) &= \frac{K_{t0}}{h_0^{p_t}} \cdot a_p \cdot \left(e^{-j \cdot 2\pi v \theta_{med_i}} \cdot \text{sinc}(\Delta\theta_1 \cdot v) \cdot \delta_{\frac{1}{2\pi}}(v) \right) * \mathcal{F}(e_1^{1+p_t})\end{aligned}\quad (1.32)$$

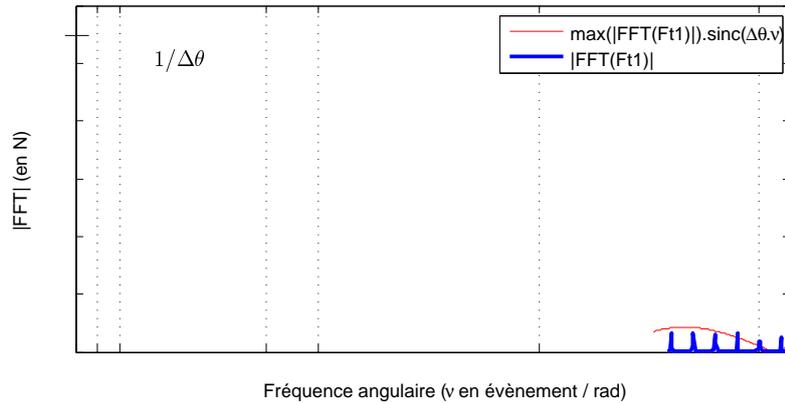


FIG. 1.12: Spectre de l'effort de coupe tangentiel (une seule dent)

1.2.2.2 Fraise avec n_z dents identiques

Dans le cas où la fraise présente plusieurs dents également réparties, alors les contributions en effort de chacune des dents sont simplement déphasées de $\frac{2\pi}{n_z}$. On peut alors écrire le couple d'usinage sous la forme suivante :

$$C_u = \sum_{i=1}^{n_z} F_{t1} \cdot R * \delta\left(\theta - \frac{2\pi \cdot i}{n_z}\right)\quad (1.33)$$

En calculant la transformée de Fourier angulaire, on constate qu'une grande partie des termes s'annule et que seules les harmoniques de la fréquence angulaire de passage

des dents existent (équation 1.34). Ces harmoniques sont alors proportionnelles à l'harmonique correspondante pour une seule dent multipliée par le nombre de dents. La figure 1.13 montre bien cet effet.

$$\begin{aligned}\mathcal{F}(C_u)(\mathbf{v}) &= \sum_{i=1}^{n_z} \mathcal{F}(F_{t1})(\mathbf{v}) \cdot R \cdot e^{-j \cdot 2\pi \mathbf{v} \frac{2\pi \cdot i}{n_z}} \\ \mathcal{F}(C_u)(\mathbf{v}) &= R \cdot \mathcal{F}(F_{t1})(\mathbf{v}) \cdot \sum_{i=1}^{n_z} e^{-j \cdot 2\pi \mathbf{v} \frac{2\pi \cdot i}{n_z}}\end{aligned}\quad (1.34)$$

$$\text{or } \mathbf{v} = \mathbf{v}_k = \frac{k}{2\pi} \Rightarrow \begin{cases} k = 0[n_z] & \Rightarrow \mathcal{F}(C_u)(\mathbf{v}_k) = n_z \cdot R \cdot \mathcal{F}(F_{t1})(\mathbf{v}_k) \\ k \neq 0[n_z] & \Rightarrow \mathcal{F}(C_u)(\mathbf{v}_k) = 0 \end{cases}\quad (1.35)$$

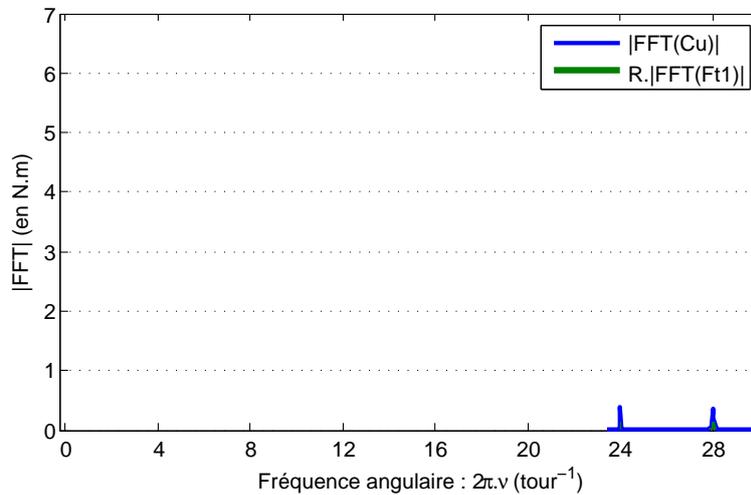


FIG. 1.13: Spectre angulaire du couple d'usinage pour une fraise avec toutes ses dents en bon état

1.2.2.3 Fraise avec des dents irrégulières ou défectueuses

Si la fraise a un défaut, alors au moins deux efforts ne sont pas identiques aux autres : l'effort correspondant à la dent défectueuse et celui généré par la dent qui la suit. Dans ce cas, le spectre ne s'annule plus complètement pour les harmoniques de fréquence angulaire $\mathbf{v}_k = \frac{k}{2\pi}$, $k \neq 0[n_z]$, et présente alors des pics sur des fréquences qui étaient nulles jusqu'à présent. L'importance de ces harmoniques sera donc liée à l'importance du défaut. D'après la figure 1.14, il semble également que le $n_z^{\text{ième}}$ pic ne semble pas bouger si les autres paramètres sont conservés. Ceci est vraisemblablement lié à la constatation faite au paragraphe 1.1.2.4, à savoir que la dent suivant une dent défectueuse usine la sur-épaisseur laissée, ce qui se traduit presque exactement sur les efforts de coupe et s'observe très clairement par l'invariance de l'amplitude du spectre angulaire au niveau de la fréquence angulaire de passage des dents.

$$R_1 = R + \delta R \Rightarrow \Delta F_{t_i} = F_{t_i} - F_{t_{i_0}}$$

$$\begin{cases} k = 0[n_z] & \Rightarrow \mathcal{F}(C_u)(\mathbf{v}_k) = R \left(n_z \cdot \mathcal{F}(F_{t_{i_0}})(\mathbf{v}_k) + \mathcal{F}(\Delta F_{t_1})(\mathbf{v}_k) + \mathcal{F}(\Delta F_{t_2})(\mathbf{v}_k) \right) \\ k \neq 0[n_z] & \Rightarrow \mathcal{F}(C_u)(\mathbf{v}_k) = R \cdot \mathcal{F}(\Delta F_{t_1})(\mathbf{v}_k) + R \cdot \mathcal{F}(\Delta F_{t_2})(\mathbf{v}_k) \end{cases} \quad (1.36)$$

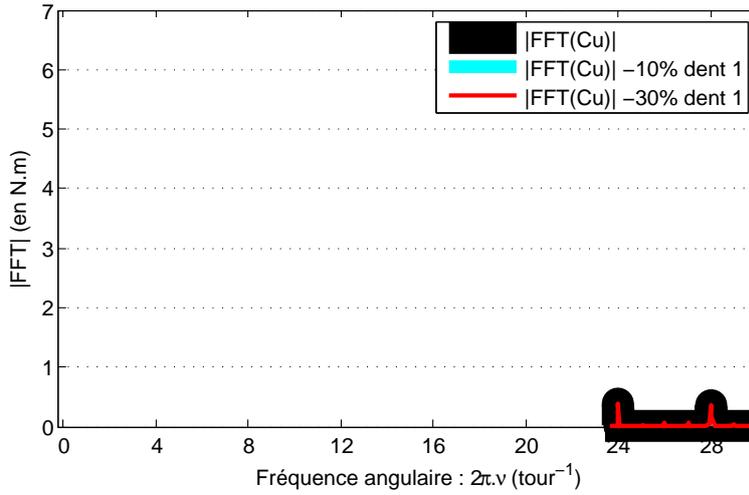


FIG. 1.14: Spectre angulaire du couple d'usinage avec une dent cassée

1.2.3 Bande passante minimale de l'effort de coupe

Deux approches peuvent être retenues pour définir une bande passante, suivant le domaine de l'étude. On peut par exemple s'attacher à l'étude d'un signal dans le domaine temporel, auquel cas la bande passante doit permettre de représenter les principales caractéristiques temporelles du signal (précision, localisation), ou alors s'attacher à une étude dans le domaine fréquentiel, et la bande passante doit contenir les principales manifestations du procédé (essentiellement localisation en fréquence).

Le spectre théorique du modèle d'effort de coupe a une longueur infinie à cause du terme en *sinus cardinal*, mais une amplitude décroissante. Dans l'optique de trouver une bande passante critique pour l'observation de l'effort de coupe, on pourrait s'intéresser à définir une longueur de spectre correspondant par exemple à 80% de l'énergie contenue dans le spectre. La définition de l'énergie en fréquence est donnée par la formule 1.37.

$$E(F_t) = \int_{-\infty}^{+\infty} |\mathcal{F}(F_t)(f)| df \quad (1.37)$$

Cette approche est relativement complexe et ne permet pas de garantir une reconstruction correcte du signal temporel des efforts. Cette approche est donc abandonnée au

profit d'une analyse du signal temporel reconstruit après filtrage avec différentes bandes passantes.

1.2.3.1 Cas avec une seule dent en prise

En observant la définition du modèle d'épaisseur découpée, deux constantes angulaires peuvent être relevées, représentatives des conditions de coupe considérées :

- 2π : période de rotation de la fraise
- $\Delta\theta_i$: période d'action d'une dent i sur la matière

Si on considère le spectre de l'effort de coupe (figure 1.12), on observe que la période d'action de chacune des dents de la fraise semble définir la forme globale du spectre. En effet, on peut définir $1/\Delta\theta_i$ comme une pseudo-période de la décroissance en sinus cardinal. On définit alors cette fréquence angulaire comme la fréquence angulaire caractéristique de l'usinage, et on la détaille selon l'équation 1.38. Cette fréquence dépend essentiellement de l'engagement radial de la fraise rapporté à son rayon par rapport à l'usinage considéré, ce qui définit les angles d'entrée et de sortie de chacune des dents dans la matière. La fréquence temporelle associée peut être détaillée selon l'équation 1.39 et fait intervenir la vitesse angulaire moyenne de la fraise.

$$v_0 = \frac{1}{|\theta_d - \theta_e|} \quad (1.38)$$

$$F_0 = v_0 \cdot \omega_0 \quad (1.39)$$

Le spectre fréquentiel du modèle d'effort de coupe est alors coupé pour des valeurs k -multiples de cette fréquence caractéristique selon l'équation 1.40, puis le signal temporel est reconstruit à partir de la transformée de Fourier inverse (équation 1.41). Sur la figure 1.15, on peut voir l'effet de ce filtrage pour un engagement donné et différentes bandes passantes. On constate des oscillations assez importantes autour de la discontinuité. Ceci est dû au phénomène de Gibbs, qui traduit l'équation 1.41. Ce phénomène apparaît dès lors que le signal comporte une discontinuité et qu'il est reconstruit après passage dans le domaine fréquentiel. L'utilisation de fenêtres de pondération (Hann, Hamming ...) permet de modifier la répartition de ces oscillations. Nous resterons ici avec une troncature de spectre, c'est à dire avec une fenêtre carrée. Les oscillations perdureront quelque soit la longueur considérée pour la définition de la bande passante. Il a été démontré que lorsque la bande passante tend vers l'infini, le premier dépassement tend vers 9% de la valeur du saut de discontinuité [PRE 90].

$$\mathcal{F}(F_{t_{\text{filtre}}}) = \mathcal{F}(F_t) \cdot \text{rect}\left(\frac{v}{2 \cdot k \cdot v_0}\right) \quad (1.40)$$

$$F_{t_{\text{filtre}}} = F_t * \text{sinc}(2 \cdot k \cdot v_0 \cdot t) \quad (1.41)$$

Si l'amplitude du premier dépassement ne peut pas être minimisée, il s'agit donc de trouver une bande passante qui limite l'amplitude des oscillations sur la durée de variation

du signal de l'effort de coupe. La définition de la bande passante comme un k -multiple de la fréquence caractéristique correspond en fait à conserver k oscillations sur le signal reconstruit. Le critère à retenir pourrait correspondre à un *temps de réponse* à 5%. Le deuxième dépassement étant déjà de l'ordre de 4% [PRE 90], il s'agit essentiellement de réfléchir en fonction de la représentativité globale du signal que l'on espère. Graphiquement, une bande passante de dix fois la fréquence caractéristique semble être acceptable.

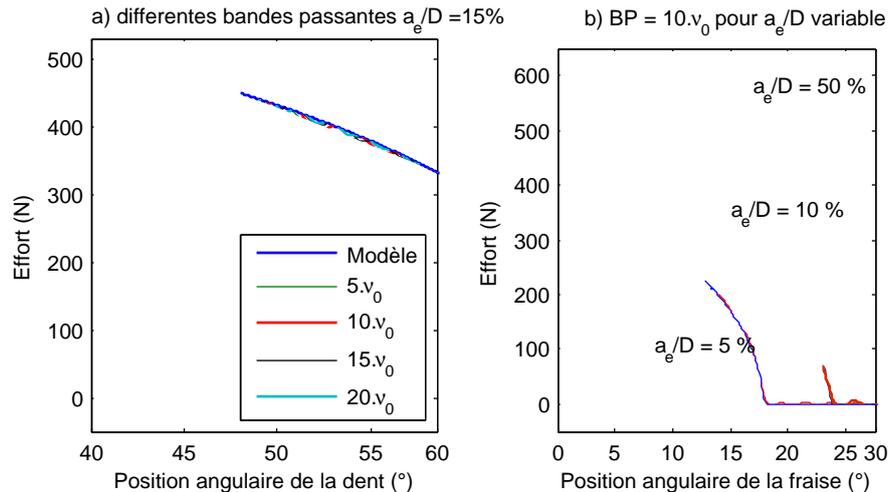


FIG. 1.15: Effet sur l'effort de coupe d'un filtre passe-bas avec différentes bandes passantes

La figure 1.15 confirme ce jugement. Avec le même critère pour la bande passante, l'allure du signal filtré est relativement similaire quelque soit l'engagement. Du fait qu'il n'y ait pas de choc à l'entrée en matière, la situation semble nettement plus favorable pour un engagement total (peu d'écart au modèle initial). Le tableau 1.2 donne les bandes passantes recommandées pour différents engagements et une fréquence de rotation de 1000 tr/min. Pour des engagements importants comme le rainurage, les bandes passantes nécessaires sont relativement faibles, et les efforts peuvent donc être observés aisément avec une table dynamométrique. En revanche, les cas de faible engagement comme les passes de finition nécessitent des bandes passantes importantes qui seront difficilement accessibles avec un dynamomètre standard. A titre d'exemple, une passe de 0,5 mm en finition avec une fraise de 10 mm de diamètre (engagement radial de 5%) tournant à 10000 tr/min ($V_c = 300$ m/min) impliquerait d'avoir une bande passante de 23 kHz, soit une trentaine de fois la bande passante initiale. L'analyse fréquentielle de la table dynamométrique exposée au paragraphe suivant permet de supposer les bandes passantes qui pourraient être accessibles, avec ou sans correction du signal mesuré.

1.2.3.2 Cas avec plusieurs dents en prise simultanément

Dans le cas où plusieurs dents sont en prise simultanément, alors le nombre de dents engagées dans la matière va évoluer suivant la position angulaire de la fraise, ce qui va

$\Delta\theta$	$\pi/16$	$\pi/8$	$\pi/4$	$\pi/2$	$3\pi/4$	π
a_e/D (%)	1	4	15	50	85	100
v_0 (rad^{-1})	5	2,5	1,3	0,6	0,4	0,3
$10 \cdot F_0$ (Hz) (N=1000 tr/min)	5330	2670	4390	670	440	310

TAB. 1.2: Bande passante nécessaire pour une bonne observation de l'effort de coupe

modifier l'allure de la courbe d'effort (figure 1.16). La fréquence caractéristique doit alors faire intervenir la véritable périodicité du signal, et non plus seulement le temps de contact entre une dent et la matière. La fréquence caractéristique devient alors :

$$v_0 = \frac{1}{\Delta\theta_{dents}} \quad \text{avec} \quad \Delta\theta_{dents} = \min\left(|\theta_d - \theta_e|, \frac{2 \cdot \pi}{n_z}\right) \quad (1.42)$$

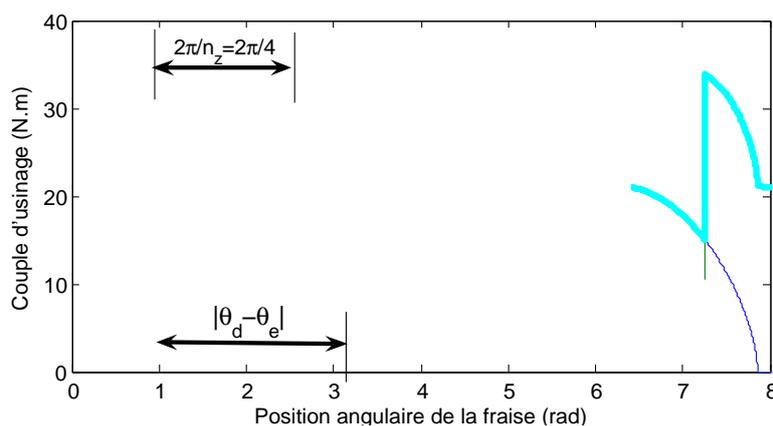


FIG. 1.16: Allure du couple d'usinage avec plusieurs dents simultanément en prise

Si plusieurs dents sont en prise simultanément, l'intervalle angulaire à considérer est donc plus court que l'intervalle d'usinage, et donc la fréquence caractéristique va augmenter. Par ailleurs, il est très probable qu'une dent sorte de la matière pendant cet intervalle angulaire, ce qui modifie l'évolution de l'effort de coupe et peut nécessiter une bande passante encore plus importante.

1.3 Étude de la rotation de la broche

La broche étant soumise à des efforts de coupe variables, sa rotation va être subordonnée à un certain nombre de sollicitations dynamiques. Ce comportement dynamique en rotation est présenté dans un premier paragraphe faisant le lien entre le couple d'usinage et le comportement dynamique du moteur de broche, puis les conséquences de ce comportement sont observées sur l'évolution de la vitesse angulaire de la broche dans une

représentation angulaire et dans le domaine fréquentiel en tenant compte de la présence éventuelle de défaut sur une dent de l'outil.

1.3.1 Modélisation de la dynamique en rotation

1.3.1.1 Principe fondamental de la dynamique

Le but de cette section est de modéliser le comportement dynamique en rotation de la broche en utilisant le principe fondamental de la dynamique en rotation. L'architecture classique d'une broche est résumée par la figure 1.17. Le système considéré pour notre étude est constitué de l'ensemble {rotor de broche - attachement - outil} en rotation, que l'on peut donc réduire à son seul moment d'inertie que l'on nommera I .

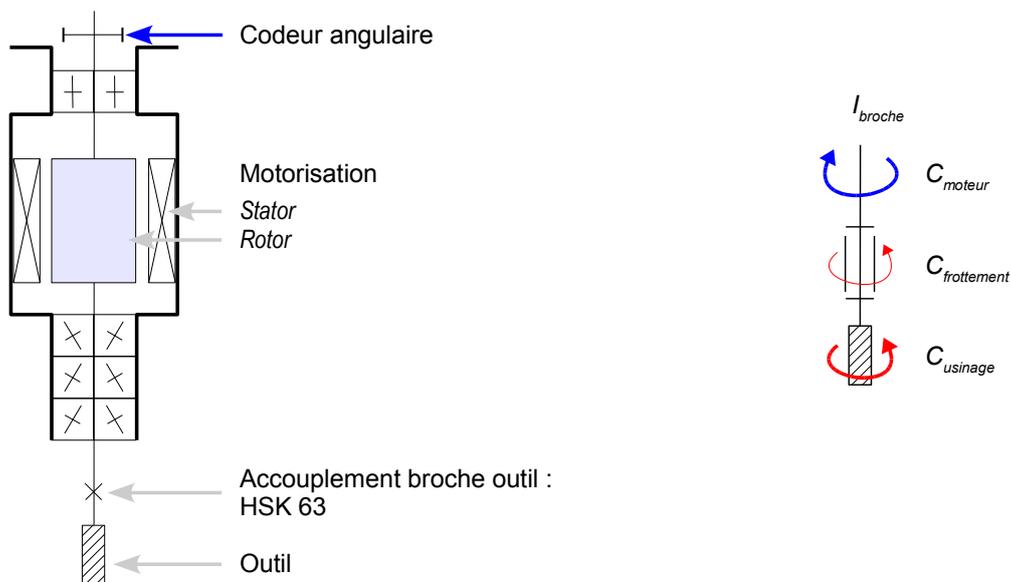


FIG. 1.17: Modélisation de la dynamique en rotation de la broche

Les efforts appliqués à ce système sont donc :

- les efforts de coupe, que l'on peut réduire à un couple d'usinage résistant C_u ne faisant intervenir que les efforts tangentiels et le rayon de la fraise, comme définit dans la section précédente,
- le couple moteur C_m délivré par la moto-broche,
- un couple de frottement, que l'on peut détailler comme composé d'un couple constant (type frottement sec) et d'un couple dépendant linéairement de la vitesse

angulaire (type frottement visqueux) :

$$C_f = C_{sec} + K_{visq} \cdot \omega \quad (1.43)$$

L'application au système étudié du principe fondamental de la dynamique en rotation donne l'équation 1.44. Dans cette équation, le couple moteur est la seule grandeur qui n'a pas été explicitée ou modélisée auparavant dans ce mémoire. Il s'agit donc de connaître son évolution afin de pouvoir résoudre cette équation.

$$I \cdot \dot{\omega} = C_m - C_f - C_u \quad (1.44)$$

1.3.1.2 Détermination du couple moteur

De nos jours, les broches de fraisage sont des moteurs asynchrones à entraînement direct (moto-broches). Pour rappel dans les moteurs asynchrones, le stator est constitué de paires de pôles (bobines) alimentées en courant alternatif, de manière à générer un champ magnétique tournant à la vitesse angulaire ω_s . Le rotor est quant à lui constitué de conducteurs en court circuit, qui réagissent au champ magnétique (courants induits et loi de Lenz) en provoquant la mise en rotation de la broche à la vitesse angulaire ω . Si le rotor tourne à la même vitesse que le champ statorique, alors les courants induits s'annulent ainsi que le couple d'entraînement. En fonctionnement normal, il subsistera donc toujours un *glissement* entre le champ statorique et la rotation du rotor. Il s'exprime sous la forme suivante :

$$g = \frac{\omega_s - \omega}{\omega_s} \quad (1.45)$$

Le couple d'entraînement varie en fonction du glissement suivant la courbe de la figure 1.18. La plage de fonctionnement de la broche se situe dans la plage de glissement de 0 à g_{max} . Dans cette zone, plus le glissement rotor/stator augmente, et plus le couple d'entraînement augmente, ce qui est très avantageux pour surmonter des *obstacles* tels que les variations d'effort de coupe. En première approximation, on peut considérer dans cette zone que le couple d'entraînement est directement proportionnel au glissement [JUF 95], ce qui donne alors l'équation 1.46 puis 1.47 en utilisant l'équation 1.45.

$$C_m = k_m \cdot g \quad (1.46)$$

$$C_m = k_m - k_m \cdot \frac{\omega}{\omega_s} \quad (1.47)$$

Sous cette modélisation, le fonctionnement du moteur est donc régi par deux paramètres qui sont la vitesse angulaire du champ statorique ω_s et le coefficient k_m régissant la réactivité du moteur à une augmentation du glissement. On considérera dans ce mémoire que la commande du moteur ne modifie pas ces paramètres au cours d'un même usinage et que donc k_m et ω_s sont constants.

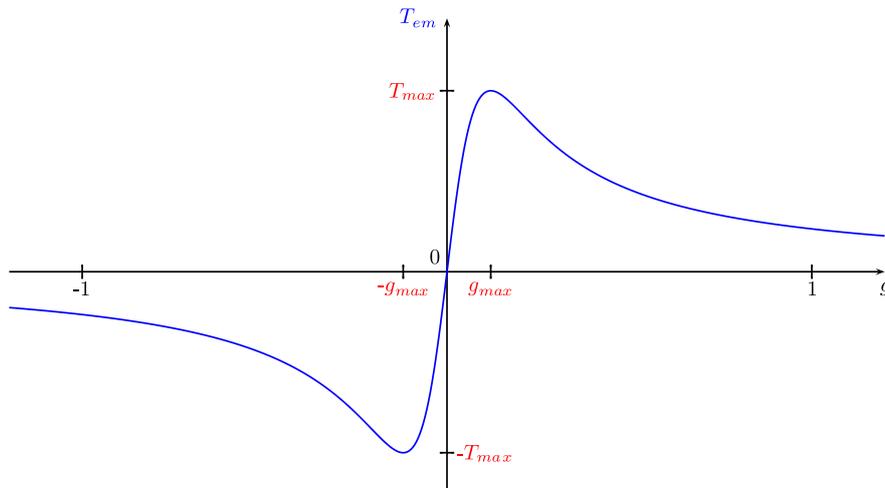


FIG. 1.18: Variation du couple d'entraînement avec le glissement relatif entre le champs statorique et le rotor [QUA 06, JUF 95]

1.3.1.3 Relation entre la cinématique de la broche et le couple d'usinage

En reprenant le principe fondamental de la dynamique (équation 1.44) et l'ensemble du détail des couples mis en jeu autour du système usinant, on peut alors écrire l'équation 1.48

$$\begin{aligned}
 I \cdot \dot{\omega} &= C_m - C_f - C_u \\
 I \cdot \dot{\omega} &= k_m - k_m \cdot \frac{\omega}{\omega_s} - C_{sec} - K_{visq} \cdot \omega - C_u
 \end{aligned} \tag{1.48}$$

L'expression de l'accélération angulaire peut alors être regroupée en trois types de termes selon l'équation 1.49 :

- les termes constants, concernant la partie fixe du couple d'entraînement et les frottements secs,
- les termes fonctions affines de la vitesse angulaire, prenant en compte la partie réactive du couple d'entraînement et les frottements visqueux,
- le terme correspondant au couple d'usinage.

$$\dot{\omega} = \left(\frac{k_m}{I} - \frac{C_{sec}}{I} \right) - \left(\frac{k_m}{I \cdot \omega_s} \cdot \omega + \frac{K_{visq}}{I} \cdot \omega \right) - \frac{C_u}{I} \tag{1.49}$$

Parmi les différentes constantes présentes, seule l'inertie du système usinant peut être évaluée, ce qui ne permet pas de résoudre directement cette équation. Elle est donc réduite à la formule 1.50 avec trois paramètres à identifier : k_1, k_2, k_3 .

$$\dot{\omega} = k_1 - k_2 \cdot \omega - k_3 \cdot C_u \tag{1.50}$$

Cette dernière formule peut donc être inversée afin de faire apparaître la définition de l'effort de coupe tangentiel à partir de la cinématique de la broche, vitesse et accélération angulaires. Une fois les paramètres $[k_1, k_2, k_3]$ identifiés, il est possible d'évaluer expérimentalement le couple d'usinage à partir des simples valeurs de la vitesse angulaire et de l'accélération angulaire.

$$C_u = \frac{k_1 - k_2 \cdot \omega - \dot{\omega}}{k_3} \quad (1.51)$$

1.3.2 De la variation de vitesse angulaire au travail mécanique

1.3.2.1 Cas général

Comme les phénomènes d'usure en fraisage sont relativement bien connus d'un point de vue des efforts de coupe, une comparaison est présentée entre l'évolution de la vitesse angulaire simulée pour la broche et celle du couple d'usinage, pour différentes avances par dent (figure 1.19). À première vue, la vitesse angulaire semble bien imager les variations du couple d'usinage :

1. quand une dent entre dans la matière, le couple d'usinage augmente brusquement et la vitesse angulaire commence à décroître,
2. quand le couple d'usinage devient suffisamment faible, la vitesse angulaire recommence à augmenter,
3. si l'amplitude du couple d'usinage est plus faible, les variations de vitesse angulaire sont également plus faibles.

En considérant le principe fondamental de la dynamique décrit précédemment, mais en négligeant les frottements, on peut écrire l'équation 1.52 faisant intervenir simplement le couple d'usinage, le couple moteur et l'accélération angulaire de la broche. Par un jeu d'écriture et en intégrant entre deux positions angulaires A et B, on montre ainsi que la variation de vitesse angulaire correspond directement à la somme des travaux du couple d'usinage et du couple moteur, à la proportion d'un facteur faisant intervenir l'inertie de la broche I et la vitesse angulaire moyenne ω_0 (équation 1.53).

$$\begin{aligned}
 C_m - C_u &= I \cdot \dot{\omega} & (1.52) \\
 C_m - C_u &= I \cdot \frac{d\omega}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \\
 \int_{\theta_A}^{\theta_B} (C_m - C_u) d\theta &= I \cdot \int_{\theta_A}^{\theta_B} \omega \cdot \frac{d\omega}{d\theta} d\theta \\
 W_{mAB} - W_{uAB} &= \frac{I}{2} \cdot (\omega^2(\theta_B) - \omega^2(\theta_A)) \\
 \omega(\theta_B) - \omega(\theta_A) &= 2 \cdot \frac{W_{mAB} - W_{uAB}}{I \cdot (\omega(\theta_B) + \omega(\theta_A))} \\
 \Delta\omega_{AB} &\approx \frac{W_{mAB} - W_{uAB}}{I \cdot \omega_0} & (1.53)
 \end{aligned}$$

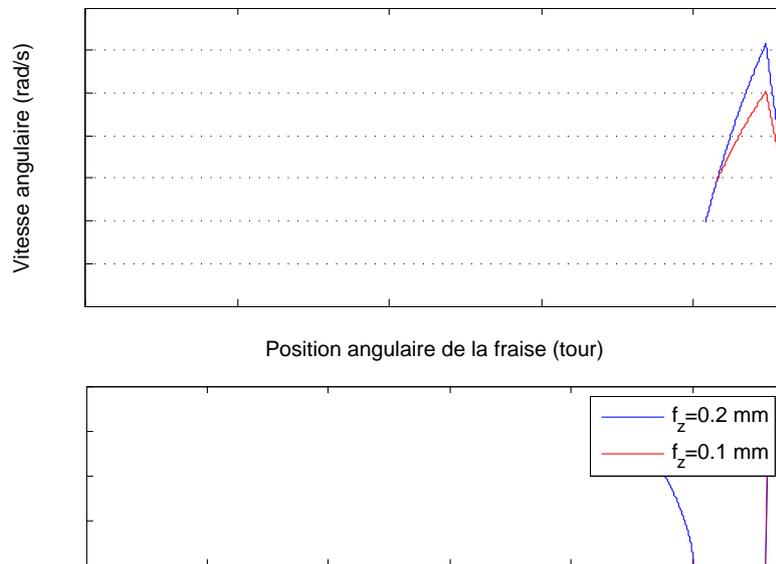


FIG. 1.19: Évolution de la vitesse angulaire et du couple d'usinage pour différentes avances par dent

1.3.2.2 Cas avec un outil défectueux

En reprenant la modélisation du début de ce chapitre, l'impact d'un outil défectueux (avec une dent cassée) sur la variation de vitesse angulaire peut donc être simulé. Le résultat est présenté sur la figure 1.20. Ce qui était observé dans le paragraphe précédent sur la variation coordonnée du couple d'usinage et de la vitesse angulaire est constaté également en fonctionnement avec une dent cassée : la dent cassée génère moins d'effort, et donc le ralentissement correspondant de la vitesse angulaire est beaucoup plus faible. La dent qui suit génère un effort plus important, et donc un ralentissement plus important. L'effet sur les dents 2 et 3 est négligeable. L'évolution des deux grandeurs, effort et variation de vitesse, se fait donc dans le même sens.

En quantifiant les évolutions du couple d'usinage et de la vitesse angulaire, on peut constater que les différences relatives entre un cas sain et un cas avec outil défectueux sont plus importantes pour les variations de vitesse angulaire que pour le couple d'usinage. En particulier, la table 1.3 montre que la variation de vitesse angulaire est modifiée de l'ordre de 20 à 30 % pour un défaut léger, et jusqu'à 70 % pour un défaut plus important, alors que les variations sur l'amplitude du couple sont de l'ordre de 10 à 30 % maximum. Le ralentissement de la vitesse angulaire varie donc plus que l'amplitude du couple. Les variations du ralentissement sont deux à trois fois plus élevées que celles du couple, cet écart est d'autant plus grand que le défaut est important. Cela provient du fait que les variations

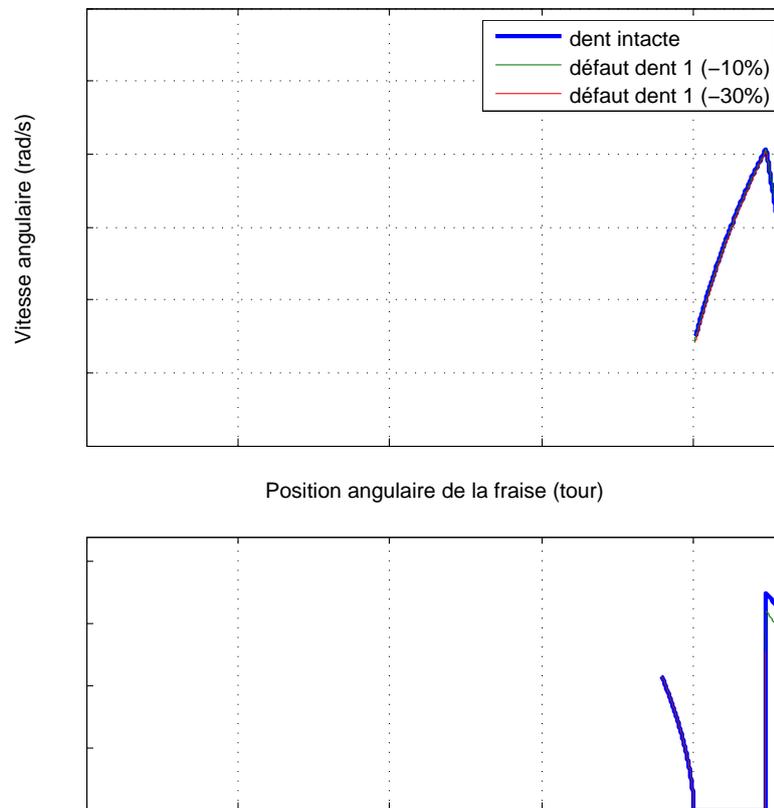


FIG. 1.20: Évolution de la vitesse angulaire suivant le couple d'usinage, cas avec et sans défaut sur les dents

de vitesse angulaire sont proportionnelles au travail du couple d'usinage, et non pas simplement au couple. Ainsi, les variations de vitesse angulaire prennent en compte tous les paramètres du travail des forces, et donc à la fois l'amplitude des efforts et leur durée en angle. Comme l'effet d'une rupture de dent influe sur ces deux paramètres, les modifications des variations de vitesse sont plus importantes que celles intervenant simplement sur l'amplitude du couple. Ainsi, la variation de la vitesse angulaire est un paramètre très intéressant à surveiller pour détecter les variations du travail de la fraise, et donc les variations de l'état des différentes parties actives.

1.3.3 Spectre de la vitesse angulaire

De la même manière que pour l'effort de coupe, le spectre angulaire de la vitesse angulaire est révélateur de l'état des différentes parties actives. Sur la figure 1.21, on peut en effet constater que le quatrième pic est le plus important (la moyenne a été enlevée)

1. Modélisation du comportement de la coupe en fraisage

dent	3 & 4	1-10%	1-30%	2-10%	2-30%
Amplitude du couple (Nm)	17,5	16	12,7	18,9	21,5
Variation de l'amplitude du couple	0%	-9%	-27%	8%	23%
$\Delta\omega$ (rad/s)	6	4,9	2,7	7,8	10,3
Variation de $\Delta\omega$	0%	-18%	-55%	30%	72%

TAB. 1.3: Comparaison entre l'évolution du couple et des variations de vitesse angulaire correspondante

et identique quel que soit l'état de l'outil. En revanche, les trois premiers pics ne sont présents que dans le cas où l'outil est défectueux. Contrairement au spectre de l'effort de coupe, les harmoniques de rang supérieur au nombre de dents sont très faibles. Ainsi, la surveillance des n_z premiers pics est suffisante pour observer des changements dans le comportement de l'outil.

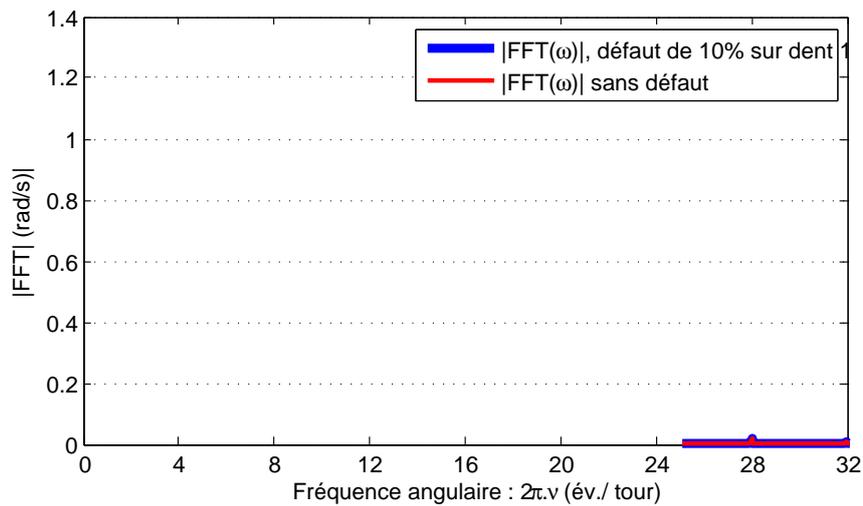


FIG. 1.21: Spectre angulaire de la vitesse angulaire pour une fraise saine et une fraise avec une dent cassée

Chapitre 2

Mesure directe des efforts de coupe

Sommaire

2.1	Mesure des efforts de coupe	36
2.1.1	Dispositif expérimental	36
2.1.2	Observation des efforts dans le domaine temporel	37
2.1.3	Observation des efforts dans le domaine fréquentiel	38
2.1.4	Observation des efforts dans le domaine temps-fréquence	40
2.1.5	Synthèse sur l'analyse des efforts de coupe	42
2.2	Correction des efforts par inversion de la réponse fréquentielle du dy-	
	namomètre	43
2.2.1	Solutions existantes	43
2.2.2	Théorie de la correction dans le domaine fréquentiel	44
2.2.3	Matériel	46
2.2.4	Calcul de la matrice de transfert	47
2.2.5	Inversion de la matrice de transfert et correction de la mesure	49
2.2.6	Exploitation de la correction de l'effort de coupe	50
2.3	Conclusion	52

Introduction

La mesure directe des efforts de coupe est la méthode la plus fiable *a priori* mais également celle qui présente la plus grande bande passante. Ce chapitre s'attache à l'observation des efforts de coupe à l'aide d'un dynamomètre commercial, et détaille une approche d'observation et de correction de sa bande passante dans le domaine fréquentiel. Il s'appuie en sur les communications [GIR 09] et [GIR 10b]. La première partie développe donc différentes observations de l'effort de coupe mesuré expérimentalement. Les analyses dans le domaine temporel et fréquentiel permettent de valider la modélisation du chapitre précédent, aussi bien pour ce qui est du modèle analytique en effort que pour le critère de bande passante. L'observation dans le domaine temps-fréquence permet de mettre en avant la capacité de la table dynamométrique utilisée pour transcrire des phénomènes à haute fréquence, jusqu'à 25 kHz.

La deuxième partie du chapitre propose une caractérisation expérimentale de la réponse en fréquence de la table dynamométrique, en lien avec les observations de la première partie. Cette caractérisation sert ensuite de base pour mettre en œuvre une correction de la table dynamométrique dans le domaine fréquentiel, puis quelques résultats expérimentaux sont analysés.

2.1 Mesure des efforts de coupe

2.1.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est détaillé sur la figure 2.1. Les efforts sont mesurés à partir d'une platine dynamométrique bridée sur la table de la machine (platine Kistler n° 9257A [KIS]). Cette platine délivre des signaux de charge représentatifs des efforts dans trois directions orthogonales. Elle est connectée à des amplificateurs-convertisseurs de charge délivrant des signaux de tensions compatibles avec la carte d'acquisition utilisée (NI 4470 ± 10 V). Cette carte comporte huit entrées synchronisées et la fréquence d'échantillonnage maximum est 100 kHz. Le logiciel utilisé pour l'acquisition est *LabView 6.5*, les programmes initiaux d'acquisition et d'analyse ayant été développés antérieurement au laboratoire.

La pièce usinée est une simple plaque métallique de quelques millimètres d'épaisseur fixée directement sur le dynamomètre. L'outil utilisé est une fraise à quatre dents fabriquée par Mitsubishi (ref. APX 3000) de diamètre 32 mm. Les conditions opératoires retenues sont telles que la zone utilisée de l'outil se situe au milieu des plaquettes, et ne fait pas intervenir les préparations d'arêtes spécifiques au surfacage. L'outil travaille donc exclusivement sur le flanc, conformément au modèle présenté au chapitre précédent. Un détail de la géométrie des plaquettes utilisées est donné sur la figure 2.2 .

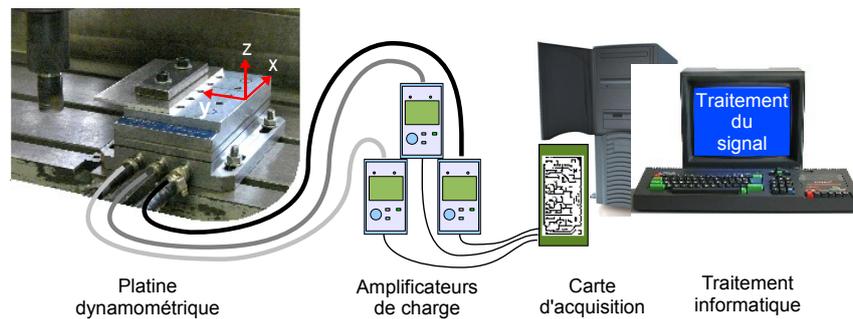


FIG. 2.1: Dispositif expérimental pour l'acquisition des efforts de coupe

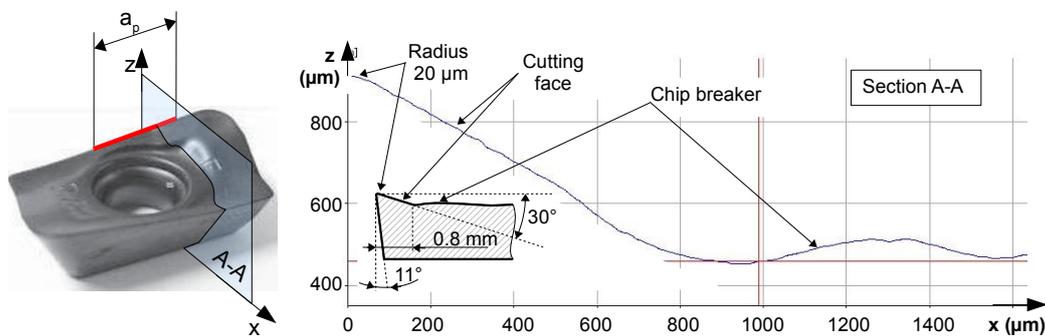


FIG. 2.2: Plaquette utilisée pour les essais expérimentaux. Ref. Mitsubishi : AOMT 123608 PEER-M revêtue VP15TF (*revêtement miracle*)

2.1.2 Observation des efforts dans le domaine temporel

La figure 2.3 présente les évolutions en fonction du temps des efforts de coupe mesurés et calculés à partir du modèle précédent. Bien que le signal de l'effort expérimental semble osciller autour d'une courbe moyenne, il est relativement aisé de trouver les coefficients du modèle de coupe pour correspondre assez précisément à la réalité des efforts de coupe, ce qui confirme les modèles précédemment développés. Les oscillations sur le signal expérimental peuvent être mesurées à partir de la figure 2.3 -b). Un rapide calcul montre que ces oscillations correspondent à une fréquence proche de 2500 Hz, connue comme étant une fréquence propre du dynamomètre. Ces oscillations correspondent donc à l'oscillation libre de la table.

Le modèle de coupe étant relativement proche de la réalité, l'utilisation du critère de bande passante défini précédemment peut être vérifiée. La figure 2.4 présente l'effort total mesuré ainsi que ce même effort filtré avec différentes fréquences de coupure. Le signal filtré à une fréquence de cinq fois la fréquence caractéristique est un peu éloigné du signal mesuré et ne représente pas bien la montée de l'effort de coupe, ni l'effort maximum en entrée de dent. En revanche, le signal filtré à dix fois la fréquence caractéristique représente bien le signal expérimental sur toute la durée correspondant au passage d'une dent, ce qui confirme le critère retenu dans le chapitre 1 et plus parti-

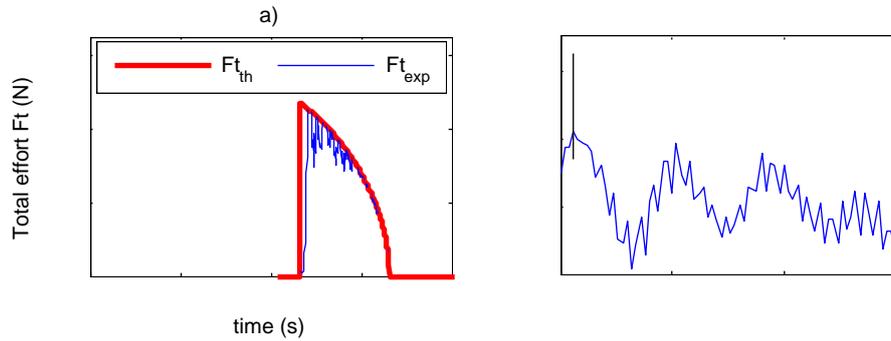


FIG. 2.3: Validation du modèle d'effort de coupe et allure du signal expérimental. Essai A9, annexe B

culièrement la table 1.2 ($10 \cdot v_0 \cdot \omega_0$).

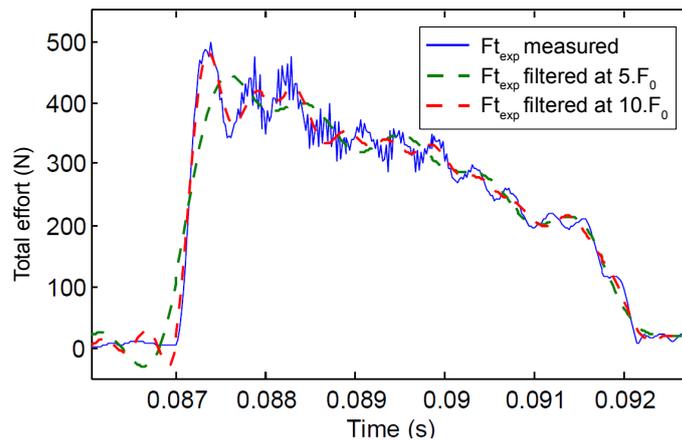


FIG. 2.4: Validation du critère de bande passante pour l'observation des efforts de coupe. Essai A9, annexe B

Afin de bien représenter le contenu fréquentiel du signal expérimental, tel que les oscillations ou les vibrations observées sur le graphique de droite de la figure 2.3, une analyse de la transformée de Fourier du signal de l'effort de coupe est également réalisée et présentée dans la section suivante.

2.1.3 Observation des efforts dans le domaine fréquentiel

Les spectres des efforts mesurés et modélisés sont présentés sur la figure 2.5. Là encore, le spectre théorique semble bien représenter le spectre expérimental, mais seulement sur les basses fréquences. La décroissance en sinus cardinal est bien respectée par les deux signaux. En revanche, le spectre de l'effort expérimental présente des dépassements par rapport au modèle, notamment autour de 2000 Hz et 3000 Hz. Ces fréquences sont

connues comme étant les fréquences de résonances de la table dynamométrique et correspondent aux oscillations observées sur le signal temporel de l'effort de coupe. Au delà de ces fréquences de résonance, le spectre du signal expérimental a une amplitude très réduite par rapport au modèle et il devient difficile d'interpréter ce spectre.

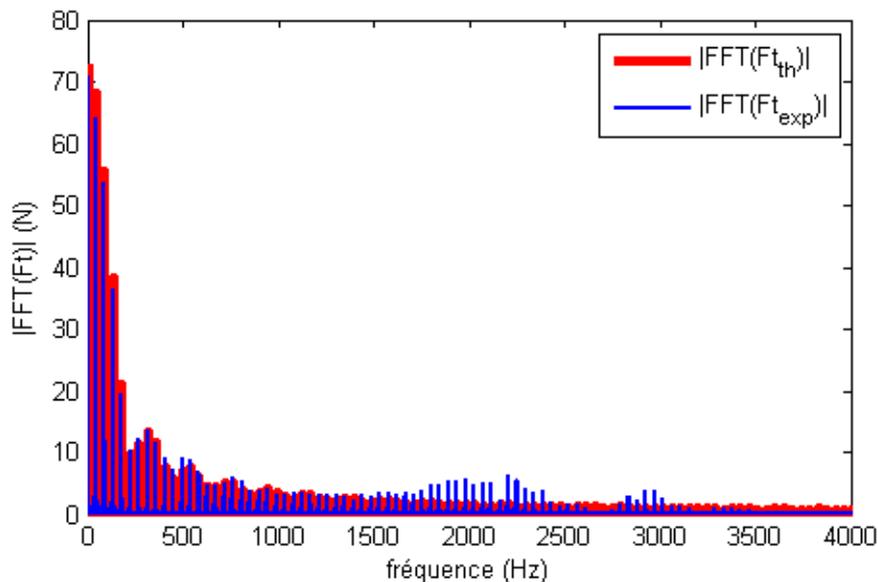


FIG. 2.5: Spectre fréquentiel de l'effort de coupe théorique comparé avec le spectre expérimental

La difficulté à conduire une analyse spectrale en fraisage provient de deux aspects principaux. Tout d'abord, la bande passante de la chaîne de mesure est a priori limitée, ce qui explique que pour des fréquences supérieures aux premiers modes propres du dynamomètre, le spectre présente une amplitude très atténuée. Ensuite, la spécificité du fraisage peut sembler paradoxale vis à vis de ce genre d'analyse. En effet, contrairement au tournage où l'effort est sensiblement constant tout au long du temps, les efforts en fraisage sont discontinus par nature, tout en étant continument variables. Le contenu spectral s'étale donc sur une très large bande fréquentielle, ce qui rend l'exploitation compliquée. L'épaisseur découpée étant variable, les phénomènes qui en dépendent le sont aussi, comme l'effort de coupe ou la segmentation du copeau.

Si ce dernier phénomène est l'objet de l'étude, une analyse fréquentielle globale ne pourra pas être utilisée. En effet, l'épaisseur découpée étant à chaque instant différente de l'instant précédent, la fréquence de segmentation du copeau va évoluer. La fréquence de segmentation va donc être extrêmement localisée en temps et sera évolutive, ce qui

est incohérent avec l'utilisation d'une analyse fréquentielle globale. On ne pourrait observer qu'une plage de fréquence avec des valeurs spectrales élevées sans savoir si le phénomène caché est lié à la coupe ou bien lié au dynamomètre à travers un pic de résonance, par exemple. Pour cela, les analyses de type temps-fréquence sont plus indiquées. Elles mettent en évidence le contenu fréquentiel du signal à un instant donné et permettent ainsi de suivre l'évolution des différentes caractéristiques du signal.

2.1.4 Observation des efforts dans le domaine temps-fréquence

L'analyse temps-fréquence exploitée ici est une analyse par transformée de Fourier à court terme (TFCT). Sur le graphe de la TFCT de l'effort expérimental présenté sur la figure 2.6, deux zones principales sont observables sur l'échelle du temps. Lorsqu'une dent est en train d'usiner (effort de coupe non nul), des fréquences inférieures à 5000 Hz sont observées, ainsi que des fréquences supérieures à 15.000 Hz. Si aucune dent n'est en contact avec la matière, le paysage fréquentiel est tout autre, avec quelques zones spectrales centrées sur 5 kHz et 10 kHz. Ces dernières correspondent vraisemblablement à un mode propre et à sa première harmonique du système table de machine-dynamomètre-pièce.

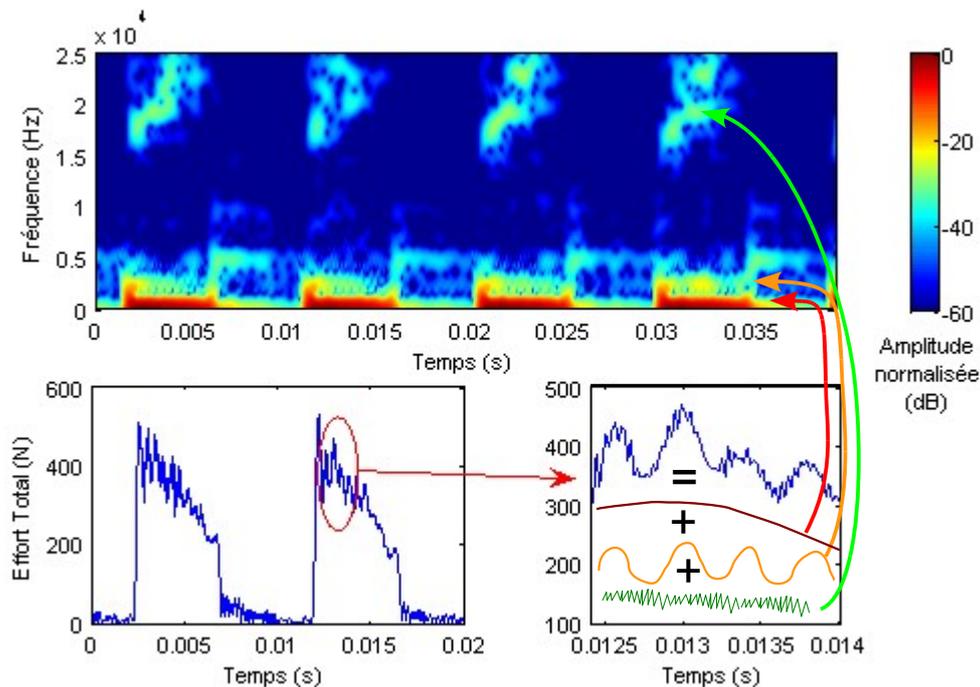


FIG. 2.6: Analyse temps fréquence de l'effort de coupe. Essai A9, annexe B

Les fréquences observées au cours du passage de la dent dans la matière sont de trois types, comme détaillé sur la figure :

- la courbe moyenne de l’effort de coupe, qui donne la zone spectrale rouge à très basse fréquence,
- les oscillations suivant les modes propres du dynamomètre, qui donnent la zone spectrale jaune-vert centrée sur 2,5 kHz,
- les vibrations à hautes fréquences, qui donnent la zone spectrale verte s’étalant approximativement entre 18 et 20 kHz.

Il est à noter que ces trois types de zones spectrales sont observées pour chaque passage d’une nouvelle dent. De plus, la zone spectrale à haute fréquence semble évoluer avec le degré d’engagement de la fraise dans la matière.

En observant la photo d’un copeau (figure 2.7), on peut déterminer la période spatiale moyenne de segmentation Δ_x . En considérant que la vitesse d’évacuation du copeau est très voisine de la vitesse de coupe V_C , on peut calculer un ordre de grandeur de la fréquence de segmentation f_s de celui-ci d’après l’équation 2.1 [BEL 05]. Pour le copeau réalisé lors de l’essai exploité précédemment et présenté figure 2.7, on obtient une fréquence de segmentation de l’ordre de 24 kHz, ce qui correspond à la bande de fréquence observée sur la TFCT, aux hypothèses de simplification du calcul près.

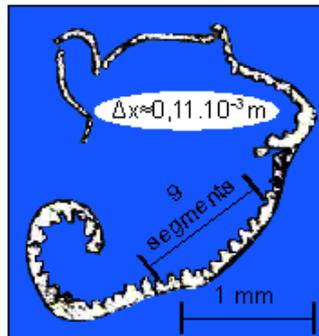


FIG. 2.7: Copeau réel. Essai A9, annexe B

$$f_s \approx \frac{V_C}{60 \cdot \Delta_x} \quad (2.1)$$

L’équation 2.1 nous indique que la fréquence de segmentation évolue avec l’épaisseur découpée comme observé avec l’analyse de la TFCT, mais également avec la vitesse de coupe. Si on considère plusieurs essais faisant varier ce paramètre, la bande de fréquence correspondant à la segmentation du copeau évolue bien dans le même sens. Comme le montre la figure 2.8, en diminuant la vitesse de coupe d’un quart, les valeurs de la bande de fréquence de segmentation diminuent dans les mêmes proportions, avec un passage de 18-25 kHz à 13-18 kHz.

Ainsi, la bande à haute fréquence est bien liée à la phénoménologie de la coupe et à la segmentation du copeau. Ces observations démontrent l’exploitabilité de la table dynamométrique pour des fréquences aussi élevées que 25 kHz, soit bien au delà du premier mode propre de la table dynamométrique.

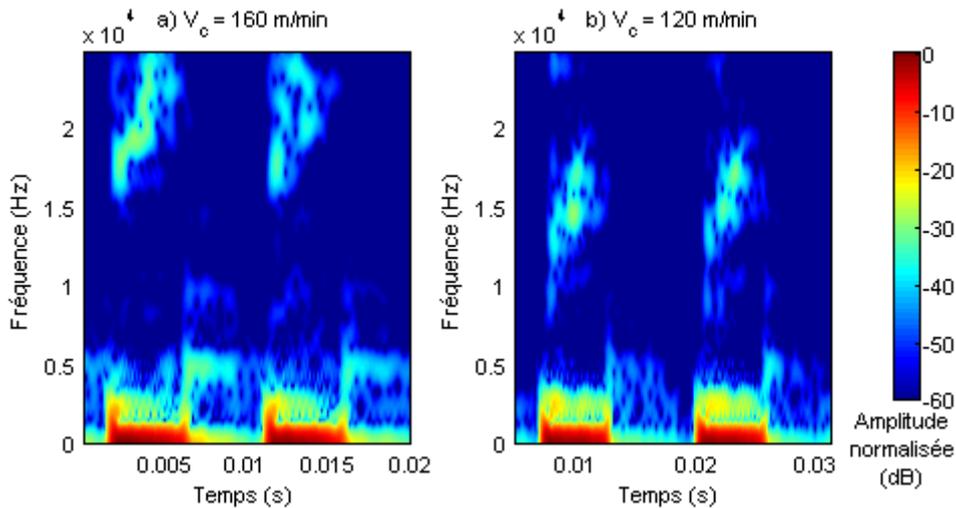


FIG. 2.8: Variation de la fréquence de segmentation avec la vitesse de coupe. Essais A8 et A9, annexe B

2.1.5 Synthèse sur l'analyse des efforts de coupe

Suite à l'analyse des efforts de coupe, il apparaît que le modèle développé en partie 1.2 est suffisamment conforme à la réalité des efforts de coupe pour décrire la bande passante nécessaire à l'analyse de ces efforts, que ce soit en terme de forme générale (entrée-sortie de la dent dans la matière, spectre) ou en terme d'amplitude des signaux. Il en ressort qu'une bande passante équivalente à dix fois la fréquence caractéristique semble suffisante. Il faut mettre cette bande passante en correspondance avec la bande passante du dynamomètre. L'analyse temporelle est donc assujettie à la bande passante de la chaîne de mesure.

L'analyse fréquentielle globale s'est avérée comme étant peu informative, tant le spectre de l'effort de coupe occulte le caractère variable des caractéristiques de la coupe en fraisage. En revanche, l'analyse de type temps-fréquence démontre tout à la fois que la chaîne de mesure utilisée délivre des informations à hautes fréquences, au moins jusqu'à 25 kHz, et que ces informations peuvent être utilisées pour suivre des phénomènes propres à la coupe, comme la variation de la fréquence de segmentation pour un copeau en fraisage.

Ainsi, le dynamomètre peut délivrer des informations qualitatives à hautes fréquences même si sa bande passante quantitative est restreinte par l'interférence des modes propres de la table, ce qui complique l'analyse temporelle. Pour améliorer cette bande passante, il est possible de corriger la réponse dynamique du dynamomètre. Ceci fait l'objet de la partie suivante.

2.2 Correction des efforts par inversion de la réponse fréquentielle du dynamomètre

2.2.1 Solutions existantes

Le dynamomètre utilisé fonctionne suivant la technologie piézoélectrique. Il intègre en effet quatre capteurs piézoélectriques tridimensionnels précontraints entre une partie inférieure (socle du dynamomètre) et une partie supérieure (table). La rigidité du système ainsi obtenue est très grande, mais elle n'est pas infinie. La bande passante à vide est donc limitée, le fabricant fixe les premières fréquences propres à 2,3 kHz pour les axes x et y , et à 3,5 kHz pour l'axe z . La bande passante préconisée est alors le tiers de la première fréquence propre, soit donc environ 750 Hz. Une fois la table chargée avec une pièce ou un outil, la masse vibrante est plus importante et les fréquences propres sont donc plus faibles, ce qui diminue encore la bande passante [KIS].

Dans l'optique d'une exploration des phénomènes mis en jeu au cours de l'usinage, la bande passante nécessaire doit être bien supérieure à la limite préconisée. A titre d'exemple, un alliage d'aluminium usiné en tournage avec une vitesse de coupe de 800 m/min et avec une avance de 0,3 mm/tr présente une fréquence de segmentation de l'ordre de 90 kHz [MAB 08]. La nécessité de corriger les signaux délivrés par le dynamomètre se fait donc sentir pour des études et des mesures dynamiques précises. Une première manière de corriger consiste à revenir à la notion de masse vibrante. Sur chaque axe, la première fréquence propre correspond en réalité à des modes que l'on pourrait qualifier de *corps rigides*. Le système de la table dynamométrique pourrait donc se résumer à un système masse-ressort, où la masse est celle de la table du dynamomètre, et les ressorts sont les images de la rigidité mise en place dans le système [LAP 97]. En ayant connaissance des paramètres du système (masse et rigidités de la table), on peut évaluer la réponse de la table à une sollicitation quelconque et corriger le signal mesuré en soustrayant les modes propres. Cette correction est donc effectuée dans le domaine temporel. L'inconvénient de cette technique est qu'elle se limite au premier mode de chaque axe du dynamomètre, sans prendre en compte d'éventuels couplages entre les axes, ce qui explique que la bande passante annoncée pour ce type de correction est étendue de 1 kHz à 2 kHz.

Une seconde approche pour corriger le dynamomètre est également utilisée : la correction dans le domaine fréquentiel. Elle fait appel à une caractérisation globale de la table dynamométrique par évaluation de sa réponse en fréquence afin de corriger le spectre du signal mesuré. Elle utilise les outils classiques d'analyse fréquentielle, mettant en œuvre au choix une sollicitation par marteau de choc ou par pot vibrant pour mesurer les réponses caractéristiques de la table. Castro [CAS 06] a analysé la réponse en fréquence d'un dynamomètre similaire à celui utilisé dans cette étude jusqu'à une fréquence de 4 kHz. Il a obtenu de bons résultats pour des cas de tournage, mais il a travaillé uniquement avec l'axe z de la table (normal au plan de celle-ci) et n'a donc pas étudié les effets de couplage entre les différents axes de mesure. Tounsi [TOU 00] s'est attaché au même type d'analyse tout en considérant les termes couplés qu'il a trouvé

2. Mesure directe des efforts de coupe

comme étant négligeables. La bande passante ainsi corrigée s'étend jusqu'à 2 kHz. Altintas [ALT 04] a effectué plusieurs développements sur le fraisage, en travaillant en particulier avec un dynamomètre intégré à la broche. La réponse de ce dynamomètre a été corrigé dans le domaine fréquentiel en utilisant un filtre de Kalman et la bande passante a été étendue de 350 Hz à 1 kHz. La même approche a été reproduite récemment par Chae and Park [CHA 07] pour un petit dynamomètre destiné à l'observation du micro-fraisage. La bande passante a été étendue jusqu'à 5 kHz, mais le dynamomètre ne peut pas être utilisé pour l'observation du fraisage classique. Ces différents travaux sont synthétisés dans le tableau 2.1.

TAB. 2.1: Synthèse des solutions explorées pour la correction des efforts de coupe

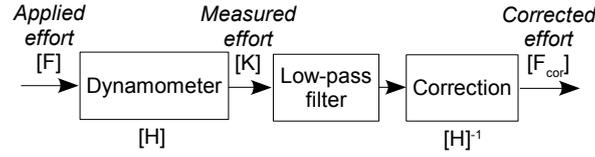
	Lapujoulade	Tounsi	Castro	Altintas	Chae
dom. temporel	oui				
dom. fréquentiel		discret	discret	curve fitting	curve fitting
référence	acc.	acc.	force	dynamomètre	force, acc.
sollicitation	modélisation	fraisage	pot vibrant	fraisage	marteau
termes croisés	non	négligeables	axe z seul	$\leq 10\%$	$\leq 10\%$
bande passante	2 kHz	2 kHz	4 kHz	1 kHz	5 kHz

Le but de l'étude présentée dans la suite est de réaliser une analyse de la table dynamométrique sur une très large bande fréquentielle – au moins jusqu'à 20 kHz – et pour tous les axes de mesure. Les influences croisées (réponses d'un axe à une sollicitation sur un axe différent) seront également étudiées. Tout d'abord, la méthodologie utilisée est présentée, elle est inspirée directement des développements de Castro qui semblent donner les meilleurs résultats. Ensuite, le matériel utilisé pour la caractérisation de la table dynamométrique est détaillé et les éléments nécessaires à la correction du signal sont calculés et discutés. Enfin, la correction est effectuée sur des cas de fraisage réels.

2.2.2 Théorie de la correction dans le domaine fréquentiel

Les erreurs dans l'observation d'efforts à partir d'une chaîne de mesure peuvent être définies en comparant l'effort réel appliqué au système et l'effort mesuré, délivré par cette chaîne de mesure. Le but de la correction est de minimiser ces erreurs en venant compenser les dérives. La théorie de correction dans le domaine de fréquence est schématisée dans la figure 2.9.

L'effort appliqué $[F]$ est l'effort réellement subi par le dynamomètre. Cet effort est a priori inconnu, seul le signal délivré par le dynamomètre est connu. On nommera ce dernier l'*effort mesuré* $[K]$. En supposant la chaîne de mesure (en particulier le dynamomètre) comme un système linéaire et stationnaire, on peut alors définir la relation entre les entrées du système (les efforts appliqués dans trois directions orthogonales) et les sorties du système (les efforts mesurés dans trois directions orthogonales) comme étant une matrice $[H]$ de fonctions de transfert [EWI 00] sous la forme de l'équation 2.2.


FIG. 2.9: Théorie de la correction dans le domaine fréquentiel

$$\begin{pmatrix} K_x(f) \\ K_y(f) \\ K_z(f) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_{xx}(f) & H_{xy}(f) & H_{xz}(f) \\ H_{yx}(f) & H_{yy}(f) & H_{yz}(f) \\ H_{zx}(f) & H_{zy}(f) & H_{zz}(f) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_x(f) \\ F_y(f) \\ F_z(f) \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

Comme la matrice de transfert $[H]$ est en général différente de la matrice identité, les efforts mesurés seront différents des efforts appliqués. Le principe de la correction envisagée est de multiplier l'effort mesuré par l'inverse de la matrice de transfert pour annuler les erreurs introduites par la mesure. Le signal de l'effort mesuré pourra être préalablement filtré pour éviter des lourdeurs de calcul. La fréquence de coupure du filtre passe-bas retenu sera choisie en fonction des résultats précédents sur la fréquence caractéristique de l'opération considérée.

La finalité de l'opération est l'obtention d'un effort corrigé $[F_{cor}]$ qui devra être aussi proche que possible de l'effort appliqué (à l'effet du filtre près). La correction sera d'autant plus exacte que la caractérisation de la matrice de transfert aura été précise. La méthode employée pour évaluer cette matrice s'appuie sur le principe d'une analyse modale conventionnelle, détaillée ci-après.

De manière générale, si un effort est appliqué à la platine de mesure, l'effort K_i mesuré suivant l'axe de mesure i ($i \in (x, y, z)$) s'exprime suivant l'équation 2.3. Dans le cas où l'effort appliqué est unidirectionnel, c'est à dire suivant la direction d'un des axes de mesure, chacun des efforts mesurés peut s'exprimer suivant la relation 2.4. Les trois termes de la colonne j de la matrice de transfert peuvent ensuite être caractérisés par la relation 2.5. Les composantes K_i de l'effort mesuré sont obtenues naturellement par la mesure. En revanche, l'effort (F_j) appliqué dans la direction j ($j \in (x, y, z)$) est a priori inconnu. Un capteur de référence étalonné dans la bande fréquentielle exploitée est utilisé dans cette optique.

$$K_i(f) = H_{ix}(f) \cdot F_x(f) + H_{iy}(f) \cdot F_y(f) + H_{iz}(f) \cdot F_z(f) \quad (2.3)$$

$$K_i(f) = H_{ij}(f) \cdot F_j(f) \quad (2.4)$$

$$H_{ij}(f) = \frac{K_i(f)}{F_j(f)} \quad (2.5)$$

Afin de minimiser l'influence du bruit dans les signaux de mesure, la matrice de transfert est calculée en réalité en utilisant les densités spectrales de puissance [EWI 00] : spectre croisé entrée/sortie $S_{K_i F_j}$ et auto-spectre $S_{F_j F_j}$ sont utilisés en lieu et place des

spectres simples K_i et F_j . Chacune des fonctions de transfert peut ensuite être calculée simplement pour chaque canal de fréquence par la relation 2.6. Dans le but d'améliorer encore le résultat de ce calcul, on pourra utiliser des valeurs moyennées pour les densités spectrales.

$$H_{ij}(f) = \frac{S_{K_i F_j}(f)}{S_{F_j F_j}(f)} \quad (2.6)$$

Pour vérifier l'hypothèse de linéarité qui détermine l'utilisation d'une matrice de transfert, une matrice de cohérence $[C]$ peut être calculée à l'aide de l'équation 2.7. Si le module de la fonction de cohérence est égale à 1, alors le système étudié est linéaire et stationnaire. Lors du calcul d'une fonction de transfert, une cohérence peut être considérée comme acceptable si elle est supérieure à 0,75 [EWI 00]. Le calcul de cette cohérence permet donc de valider la fonction de transfert associée.

$$C_{ij}(f) = \frac{S_{K_i F_j}(f)}{\sqrt{S_{K_i K_i}(f) \cdot S_{F_j F_j}(f)}} \quad (2.7)$$

La bande fréquentielle exploitable dépend du matériel utilisé et du type de caractérisation recherché. La caractérisation la plus fine possible utilise un pot vibrant et une sollicitation sous la forme d'un signal sinusoïdal de fréquence fixe. Il faut alors une grande quantité d'essais pour définir une fonction de transfert sur une large bande de fréquence. À l'inverse, l'essai dit *au marteau de choc* nécessite nettement moins d'essais, mais le contrôle de la direction d'impact nécessite un montage spécifique [ALB 05, GAG 07] et la bande passante est rapidement limitée par l'énergie de l'impact. En effet, la limite conventionnellement observée se situe aux alentours de 10 kHz [EWI 00]. Une méthode intermédiaire consiste à mettre en œuvre un générateur de bruit couplé avec un pot vibrant, et d'utiliser des fonctions particulières définies sur des bandes fréquentielles bien précises : bruit localement blanc, balayage sinus. Cette dernière solution a été retenue car elle présentait le meilleur compromis entre la précision accessible et le nombre d'essais nécessaires pour atteindre une large bande fréquentielle pour la caractérisation.

2.2.3 Matériel

Le montage expérimental est présenté sur la figure 2.10, et la liste précise du matériel est décrite dans la tableau 2.2 : un générateur de bruit délivre un signal sous forme de balayage sinus qui permet de venir exciter le pot vibrant. Ce dernier est relié au montage d'usinage par une tige métallique connectée sur un capteur de référence, lui-même fixé sur la pièce à usiner vissée sur le dynamomètre. Le système caractérisé est donc l'ensemble {dynamomètre+pièce}, ce qui permet d'être au plus près de la situation en usinage. La chaîne d'acquisition des efforts de coupe est celle présentée en début de chapitre et permet donc une acquisition synchronisée des efforts mesurés par la platine dynamométrique et celui mesuré par le capteur de référence en entrée du système.

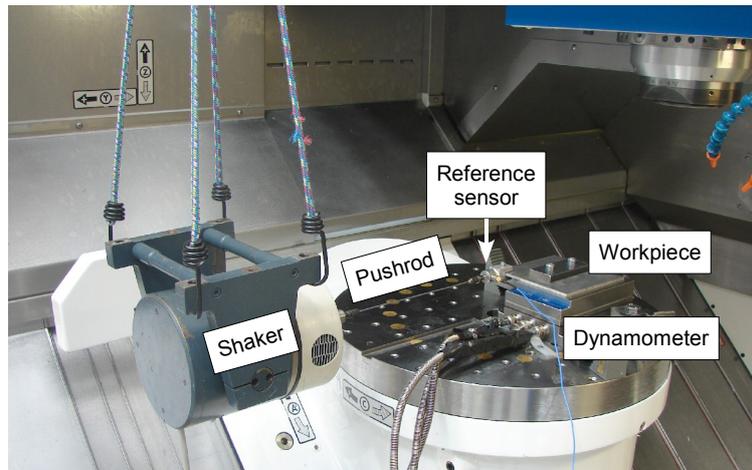


FIG. 2.10: Montage de caractérisation de la table dynamométrique

TAB. 2.2: Matériel utilisé pour la caractérisation fréquentielle du dynamomètre

dynamomètre	capteur de référence	pot vibrant	générateur de bruit
Kistler 9257A	Dytran 1051 v2	G.W. V20B	HP 35670A
amplificateurs de charge	conditionneur	amplificateur	carte d'acquisition
Kistler 5015	MCE 4114	G.W. SS100	NI 4472

L'étude a porté sur la plus large bande fréquentielle possible. La limite a été donnée par la réponse du pot vibrant au signal de sollicitation, et s'est avérée expérimentalement être située aux alentours de 23 kHz (sollicitation nulle). Le capteur de référence ayant une bande passante supérieure à 25 kHz [DYT], l'effort de référence est donc bien garanti sur les fréquences analysées. La bande de fréquence de 0 à 20 kHz a donc été retenue dans le cadre de cette étude. Expérimentalement, elle a été découpée en différentes bandes de fréquence de sollicitation, et ce pour chacun des axes sollicités, de la manière suivante :

- une première bande de fréquence de 0 à 1,6 kHz,
- une deuxième bande de fréquence de 1,6 kHz à 3,2 kHz,
- des bandes de fréquence par pas de 3,2 kHz, de 3,2 kHz jusqu'à 22,4 kHz.

2.2.4 Calcul de la matrice de transfert

Le traitement des données a été réalisé sous Matlab, en utilisant les outils disponibles dans la boîte à outil *traitement du signal*. En particulier, la fonction *tfestimate* a été utilisée. Elle met en œuvre automatiquement les inter-spectres et auto-spectres définis précédemment : à partir des signaux bruts de mesure (le signal de référence en entrée et les trois signaux d'axe en sortie), les spectres sont calculés et moyennés une dizaine de fois sur toute la durée du signal avant de procéder au calcul de la fonction de transfert. Cela permet d'avoir des spectres estimés qui sont moins bruités, avec une meilleure cohérence, et donc plus représentatifs du comportement global du montage dynamométrique. Le

2. Mesure directe des efforts de coupe

résultat du calcul des fonctions de transfert est donc un ensemble de matrice $[H]$ à chacune des fréquence discrètes retenues (soit 2^8 matrices). Le module des fonctions de transfert H_{ix} et l'estimation de la cohérence des fonctions de transfert en réponse à une sollicitation suivant l'axe x est donné sur la figure 2.11.

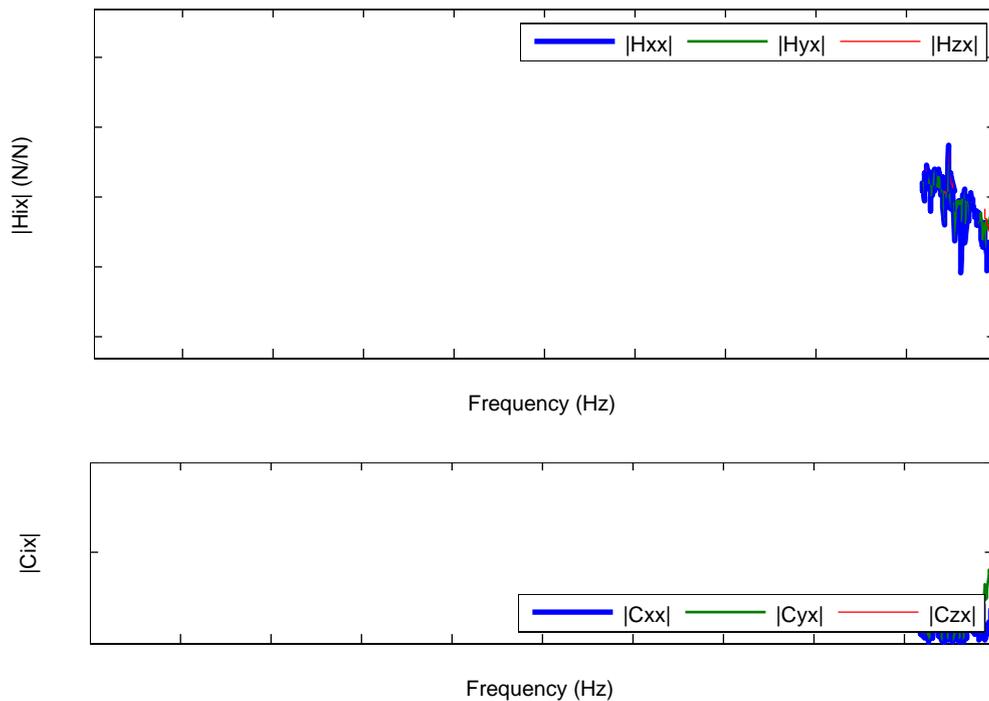


FIG. 2.11: Fonctions de transfert et de cohérence pour une sollicitation de l'axe \vec{x}

Entre 2 et 16 kHz, la cohérence est très proche de 1 à l'exception de quelques pics marquant une chute dans la cohérence et correspondant à des pics de résonance ou d'antirésonance sur les courbes des modules des FRF. Au delà de 16 kHz, on constate que la cohérence baisse sensiblement pour les réponses de tous les axes. Ceci est dû vraisemblablement à la faiblesse du pot-vibrant aux trop hautes fréquences. On remarque d'ailleurs que les modules des FRFs sont assez bruités, aussi cette bande de fréquence (au delà de 16 kHz) ne sera pas retenue pour le reste de l'étude. En dessous de 2 kHz, la cohérence C_{xx} est égale à 1 et le module de la fonction de transfert correspondante est également proche de 1. En revanche, pour les autres axes, la cohérence est mauvaise, mais les fonctions de transfert associées présentent également un niveau faible : on peut en conclure qu'il n'y a pas de corrélation entre les différents axes pour les basses fréquences, ce qui est compatible avec la bibliographie précédemment détaillée.

Concernant les modules de H_{ix} , cette caractérisation confirme clairement les spécifications du dynamomètre données par le fabricant : la première fréquence de résonance se situe entre 2000 et 2500 Hz, la réponse des axes semble correcte jusqu'à environ 1000 Hz, et les signaux générés par chaque axe sont indépendants sur la même

plage de fréquence. $|H_{yx}|$ et $|H_{zx}|$ sont du même ordre de grandeur que $|H_{xx}|$ pour les fréquences supérieures à 1500 Hz, donc les termes de couplage doivent être considérés à partir de cette fréquence là. Il est important de constater également que le module des composantes de $[H]$ ne descend pas en dessous de 10^{-1} , ce qui signifie que les signaux de mesure contiennent de l'information exploitable à haute fréquence. Les mêmes observations peuvent être réalisées pour les sollicitations suivant d'autres axes. Cependant, en considérant les différents axes de sollicitation et de réponse au delà de 2 kHz, on observe que les différents pics de résonances et d'anti-résonances ne sont jamais à la même fréquence. Ceci se traduit par une perte de cohérence sur au moins un des six termes de sollicitation-réponse sur quasiment toute la bande de fréquence entre 2 kHz et 16 kHz, comme illustré par la figure 2.12. Ainsi, on pourra corriger facilement en utilisant les fonctions de transfert entre 0 et 2 kHz, et cette bande passante de correction doit pouvoir être étendue si plus de soin est mis en œuvre pour caractériser le dynamomètre et réduire les problèmes de perte de cohérence.

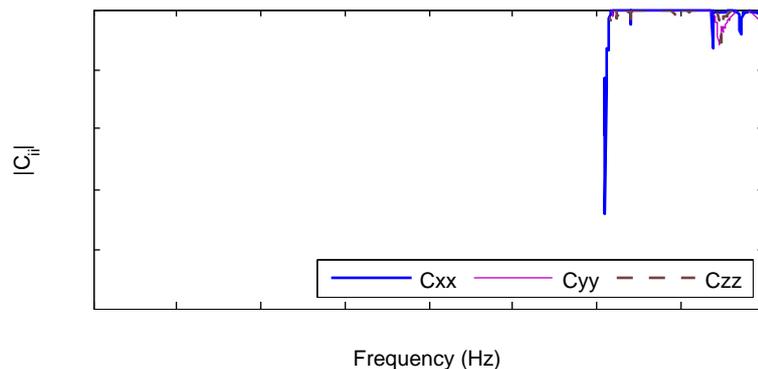


FIG. 2.12: Fonctions de cohérence pour les différents axes de sollicitation

2.2.5 Inversion de la matrice de transfert et correction de la mesure

La matrice de transfert doit être inversée afin de corriger les efforts mesurés. Aucune régression ou identification de courbes n'a été réalisée, donc l'ensemble de matrice de transfert $[H]$ est inversé matrice par matrice, canal fréquentiel par canal fréquentiel, en utilisant les fonctionnalités de Matlab. Il faut noter également que les matrices de transfert – et donc leurs inverses – sont exprimées dans le domaine complexe. Bien que parfois seul le module du signal corrigé soit observé [CAS 06], ce n'est pas suffisant pour reconstruire un signal temporel et observer par exemple les instants exacts d'entrée ou de sortie de la dent dans la matière. Ainsi, la correction des signaux doit être effectuée et validée à la fois sur le module et sur la phase des signaux. Une première vérification peut être effectuée sur le signal de sollicitation utilisé pour la caractérisation de la table dynamométrique. Dans le domaine temporel, le signal corrigé est souvent assez fidèle, comme observé sur la figure 2.13.

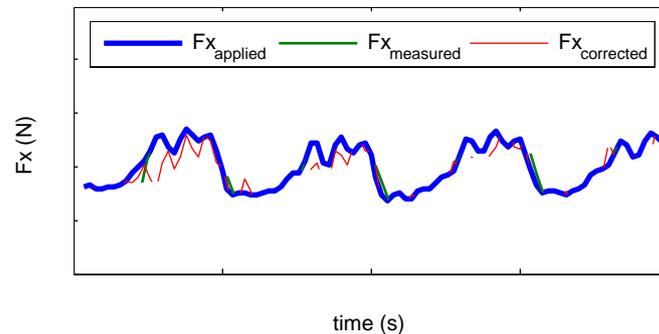


FIG. 2.13: Représentation temporelle des signaux des efforts mesurés et corrigés en comparaison à l'effort de caractérisation appliqué au dynamomètre

Le signal corrigé peut parfois être très différent du signal initial, en particulier pour les hautes fréquences. Ce problème est lié à la nature de la correction effectuée. La correction sur le module peut être effectivement correcte alors que la phase peut être légèrement faussée. Dans ce cas, des fréquences proches peuvent alors s'ajouter plutôt que se soustraire. Ce phénomène apparaît essentiellement pour les fréquences correspondant à des résonances ou des anti-résonances, avec un mauvais facteur de cohérence estimé. Pour éviter les effets d'une mauvaise correction, l'estimation de H_{ij}^{-1} est limitée quand C_{ij} est inférieur à 0,75. Dans ce cas, $H_{ij}(f_u)$ est fixé à la dernière valeur calculée de $H_{ij}(f)$ ($f < f_u$) pour laquelle $C_{ij}(f)$ présente une valeur supérieure à 0,75 avant de calculer l'inverse de la matrice de transfert.

2.2.6 Exploitation de la correction de l'effort de coupe

2.2.6.1 Validation de la correction sur le signal de l'effort de coupe

Une première application de la correction a été effectuée sur le signal d'effort de la figure 2.4. La bande passante nécessaire pour cet essai a été calculée à 2060 Hz à l'aide du critère défini au premier chapitre. Cette fréquence correspond à la limite haute du spectre de l'effort corrigé. Les amplitudes du spectre aux fréquences supérieures ont été annulées. La figure 2.14 montre l'effet de la correction en comparaison avec l'effort de coupe expérimental – filtré à 2060 Hz. Deux types de corrections sont envisagés ici :

- la correction complète utilise tous les termes de la matrice de transfert,
- la correction partielle ne considère que les termes diagonaux de la matrice de transfert, les couplages entre les différents axes étant négligés.

On constate très peu de différences entre les deux types de corrections, ce qui confirme que les termes de couplage sont négligeables sur cette bande passante. Concernant le gain entre le signal expérimental filtré et les signaux corrigés, il se situe essentiellement juste après l'entrée en matière de la dent, pour une durée équivalente à environ 1 ms. À ce niveau là, l'effort corrigé est environ 10% supérieur à l'effort brut d'acquisition. Ensuite, tous les signaux ont sensiblement la même forme. Comme aucune divergence exacerbée

n'est révélée sur le signal corrigé, on en conclut que la méthodologie utilisée pour corriger la platine dynamométrique est correcte.

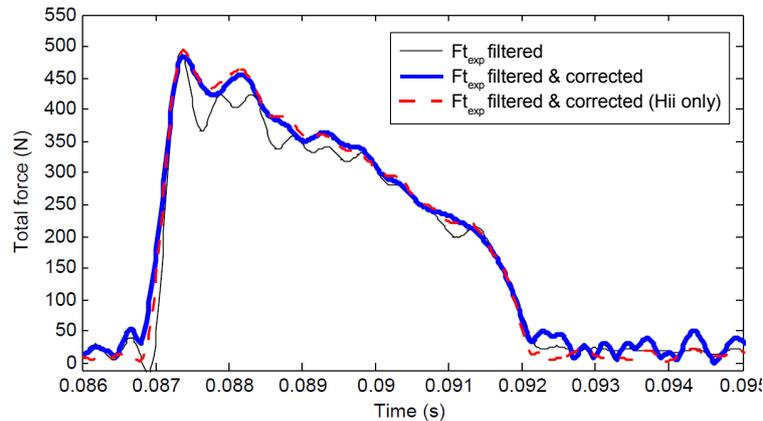


FIG. 2.14: Influence de la correction du dynamomètre sur l'effort de coupe. Essai A9, annexe B

2.2.6.2 Effet du liquide de coupe sur les efforts de coupe

Les effets du liquide de coupe utilisé (huile soluble) sont observés sur la figure 2.15 pour des signaux corrigés correspondant à deux vitesses de coupe et une avance par dent de 0.1 mm. Les formes globales des signaux sont très similaires. En particulier, l'entrée en matière de la dent génère une surintensité de l'effort de coupe d'une durée très limitée. Par la suite, l'évolution de l'effort est plutôt régulière, avant de chuter très rapidement lorsque la dent sort de la matière.

La singularité de l'usage du liquide de coupe réside ici dans l'effet sur les efforts de coupe. En particulier, on constate pour les deux vitesses de coupe que l'effort est plus important en utilisant le liquide de coupe. Pour expliquer cette variation, il faut prendre en considération les deux aspects principaux liés à l'utilisation du liquide de coupe. Le premier usage du liquide de coupe était initialement de favoriser le glissement entre la face de coupe et la matière / le copeau – ce qui explique la présence d'huile dans le liquide de coupe – et l'effet attendu est une réduction des efforts. Le deuxième usage du liquide de coupe est de refroidir l'outil – d'où la présence importante d'eau comme liquide de refroidissement – afin d'éviter une température trop importante à l'interface de l'outil et du copeau qui serait préjudiciable pour la durée de vie des parties actives. C'est vraisemblablement ce deuxième phénomène qui est à l'origine de l'augmentation des efforts avec l'utilisation du liquide de coupe. En effet, certains matériaux sont très durs et résistants mécaniquement à température ambiante, mais ces caractéristiques peuvent se réduire fortement avec l'augmentation de la température. Ainsi, ces matériaux pourront être usinés plus facilement à haute température, en dépit d'une possible usure rapide de l'outil. Cette situation est probablement celle rencontrée avec l'usinage de l'acier utilisé

2. Mesure directe des efforts de coupe

pour ces tests. La dureté de cet acier a été augmenté par effet thermique et son usinabilité est ainsi réduite. En revanche, sa résistance mécanique chute d'environ 10% quand la température augmente de 200°C [BRO 01, BAN 07], ce qui peut expliquer l'augmentation de l'effort de coupe avec l'utilisation du liquide de coupe.

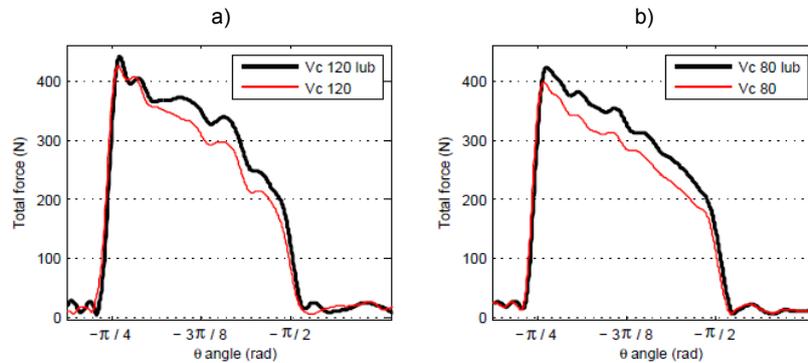


FIG. 2.15: Efforts corrigés pour deux vitesses de coupe et des conditions de lubrification variables. Essais A2, A3, A4, A5, annexe B

2.3 Conclusion

Ce chapitre a présenté dans sa première partie l'analyse des efforts de coupe directement acquis depuis une platine dynamométrique. On retrouve une forme générale proche du modèle développé dans le premier chapitre, mais il reste des phénomènes non décrits qui nécessitent un élargissement de la bande passante de la mesure. L'analyse globale du signal de l'effort de coupe s'est révélée limitée, aussi bien dans le domaine temporel que dans le domaine fréquentiel. En effet, la bande passante du dynamomètre étant limitée, le signal de l'effort de coupe oscille fortement et le spectre est modifié. En revanche, l'utilisation d'une représentation temps-fréquence a permis de détecter un phénomène de segmentation du copeau à haute fréquence, jusqu'à 25 kHz. Ceci garantit donc la délivrance d'une information pertinente à haute fréquence – de type qualitative à défaut d'être quantitative – qui laisse envisager une correction du signal d'effort mesuré.

Conformément à ces constatations, la deuxième partie a détaillé une méthode de caractérisation fréquentielle de la table dynamométrique par des techniques d'analyse modale en utilisant un pot vibrant. Cette caractérisation a permis de mettre en avant la présence d'un couplage fort entre les différents axes de mesure, dès lors que l'on dépasse 2 kHz. La réponse fréquentielle de la table est également toujours supérieure à 10 % de la sollicitation, ce qui confirme la présence d'information délivrée par la table dynamométrique pour une très large bande de fréquence. Une méthode a également été proposée afin de corriger les efforts mesurés, mais la bande passante de correction efficace et raisonnable est restée limitée à 2 kHz. Une caractérisation plus fine de la table dynamométrique doit donc être mise en œuvre pour étendre ces possibilités de correction. Ce

travail de correction ne peut être envisagé que dans le cadre de travaux préliminaires ou d'investigations en laboratoire et requiert énormément de temps et de minutie. Il est donc difficile d'imaginer une mise en œuvre industrielle qui nécessiterait une réactualisation du modèle pour chaque nouvelle pièce usinée.

2. Mesure directe des efforts de coupe

Chapitre 3

Caractérisation de l'usinage par la mesure de la vitesse angulaire de la broche

Sommaire

3.1	Surveillance par analyse des variations de vitesse angulaire instantanée	56
3.2	Obtention de la vitesse angulaire	57
3.2.1	Revue de méthodes	57
3.2.2	Matériel	59
3.2.3	Échantillonnage temporel	61
3.2.4	Échantillonnage angulaire	66
3.2.5	Synthèse sur les méthodes d'échantillonnage	68
3.2.6	Caractéristiques fréquentielles	70
3.2.7	Influence de la flexion de la broche sur la mesure en rotation	73
3.3	Estimation de l'effort de coupe	77
3.3.1	Estimation des paramètres du modèle	77
3.3.2	Évolution avec la vitesse angulaire	78
3.4	Surveillance de l'usinage par la vitesse angulaire	81
3.4.1	Constat d'une rupture de dent	81
3.4.2	Observation des ruptures de dent sur la vitesse angulaire	81
3.4.3	Surveillance simultanée de chacune des dents	84
3.4.4	Fréquence angulaire	86
3.5	Conclusions sur l'intérêt de la vitesse angulaire	87

Introduction

Le chapitre de modélisation a démontré le lien théorique entre les variations de vitesse angulaire de la broche et les variations dans les conditions de coupe. L'objet de ce chapitre est la validation de ces constatations théoriques. Trois communications majeures ont été effectuées à ce sujet, concernant la mise en œuvre de l'analyse angulaire et la surveillance de l'outil [GIR 10d], ainsi que la reconstruction des efforts de coupe [GIR 10c, GIR 10a]. La vitesse angulaire étant très peu utilisée dans le cadre de l'usinage, la première partie présente une exploration de l'utilisation de cette grandeur pour l'observation de systèmes mécaniques en rotation.

La deuxième partie détaille les différentes méthodes abordées dans la littérature pour mesurer la vitesse angulaire instantanée, puis développe deux approches d'échantillonnage en correspondance avec le matériel utilisé. Ces deux types d'échantillonnage, qualifiés de temporel et d'angulaire, sont ensuite comparés afin de choisir la méthode donnant les meilleurs résultats en terme de commodité de mise en œuvre et de temps de calcul, dans l'optique d'une solution de surveillance d'usinage en temps réel.

La troisième partie reprend la modélisation de la broche en rotation et développe la reconstruction du couple d'usinage à partir de la seule connaissance des paramètres de vitesse et d'accélération angulaires. Les résultats expérimentaux obtenus sont de très bonne qualité malgré les capteurs rudimentaires mis en œuvre.

La quatrième partie se concentre uniquement sur les variations de vitesse angulaire dans une optique de surveillance de l'usinage. Une première observation est faite à partir du constat de la rupture des dents de la fraise, puis l'analyse est développée pour mettre en avant les différentes manières d'observer l'apparition de ces ruptures. Ce chapitre se termine par le détail des limites observées entravant l'utilisation de la vitesse angulaire pour l'observation de l'usinage.

3.1 Surveillance par analyse des variations de vitesse angulaire instantanée

Le chapitre d'introduction (p.5) fait un inventaire de l'utilisation des variations de vitesse angulaire pour observer l'usinage. Seuls trois auteurs ont pu être recensés [TAK 87, KAY 95, PRI 99] et parmi eux, seul Takata s'est intéressé exclusivement au cas des variations de vitesse angulaire de la broche. Sa dernière publication sur ce sujet remonte à 1987, et aucun travail n'a semble-t-il été poursuivi dans cette direction. Kaye s'est intéressé à un cas de tournage, et Prickett aux variations de vitesse angulaire sur les moteurs d'axe d'un centre de fraisage.

Les variations de vitesse angulaire sont également utilisées pour observer certaines caractéristiques des machines tournantes, mais les publications sur le sujet ont traversé une période creuse dans les années 1990. Ainsi, Yang [YAN 01] explique que les variations de vitesse angulaire sont intéressantes pour l'étude des moteurs diesel, et cite des

travaux datant de 1989 [RIZ 89a, RIZ 89b]. En particulier, il explique que les variations de vitesse angulaire du vilebrequin sont liées essentiellement aux variations du couple qui lui est appliqué, et donc aux défauts d'alimentation dans les pistons, vraisemblablement associés à des problèmes de combustion ou d'alimentation en carburant.

Stander [STA 05] a utilisé les fluctuations de la vitesse angulaire pour surveiller les vibrations dans les systèmes à engrenages. En particulier, plutôt que d'utiliser des analyses classiques en temps ou utilisant des moyennes temporelles, il a développé des moyennes cycliques synchronisées sur la rotation des systèmes. Tout comme Yang, la représentation adoptée est alors fonction de la position angulaire du système étudié, et non plus en fonction du temps. Cette technique permet de filtrer les vibrations qui ne sont pas synchrones à la période de rotation sélectionnée, et de détecter des défauts apparaissant avec des cycles angulaires connus (rapport du nombre de dents).

Dans le même domaine d'application, Rémond [REM 05] a étudié l'erreur de transmission dans une boîte de vitesses. Les auteurs ont pour cela utilisé deux codeurs sur les arbres d'entrée et de sortie. Par le même type de représentation dans le domaine angulaire et les moyennes cycliques qui peuvent être associées, ils ont réussi à démontrer la capacité de leur système à détecter un défaut sur n'importe quelle roue dentée de la boîte de vitesses à partir de la bonne définition du cycle angulaire (dépendant du rapport de chaque couple d'engrenage) et d'un seul codeur implanté au choix à l'entrée ou à la sortie du système. Le nombre d'engrenages dans une boîte de vitesses étant fini et leurs rapports étant tous différents, ce type de surveillance semble tout à fait judicieux.

Ainsi, la vitesse angulaire instantanée semble être vraiment efficace pour détecter des défauts dans les machines tournantes faisant intervenir des géométries discrètes en rotation (balourds, pistons, engrenages, roulements).

3.2 Obtention de la vitesse angulaire

3.2.1 Revue de méthodes

Gu et Li [LI 05] ont fait un état des lieux des différentes techniques utilisables pour obtenir une vitesse angulaire instantanée. Ces méthodes sont de deux sortes, basées sur des codeurs angulaires, avec une technologie de comptage ou d'échantillonnage classique. On considère dans un premier temps que le signal du codeur est de type TTL (créneau d'amplitude fixe).

Une première méthode consiste à compter le nombre d'impulsions d'une horloge à haute fréquence entre deux fronts montants du codeur (figure 3.1), ce qui revient à calculer une vitesse instantanée pour chaque intervalle angulaire du codeur. Une deuxième méthode consiste à compter le nombre d'impulsions du codeur pendant une durée déterminée au préalable (figure 3.2). Il s'agit donc de bien choisir la durée afin de garantir un nombre minimum d'impulsions du codeur, surtout pour les basses vitesses angulaires. Une troisième méthode combine les deux premières, en comptant le nombre d'impulsions d'une horloge à haute fréquence entre deux fronts montants du signal codeur, avec une

3. Caractérisation de l'usinage par la mesure de la vitesse angulaire de la broche

durée minimale (figure 3.3). Ces deux dernières méthodes auront nécessairement une vision plus globale de l'évolution de la vitesse angulaire, ce qui n'est pas un avantage si une grande résolution est recherchée. De plus, ces méthodes sont rapidement limitées en vitesse de rotation et/ou en résolution, nécessitant des moyens d'acquisition très performants.

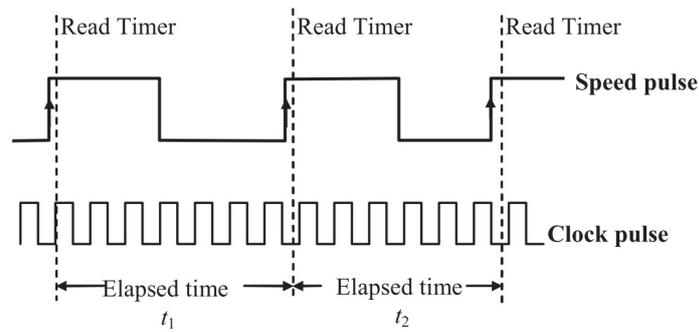


FIG. 3.1: Mesure du temps entre deux positions successives

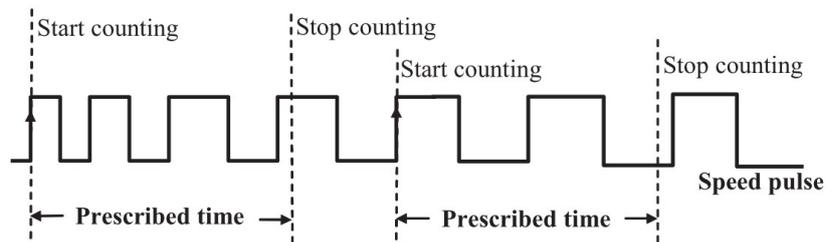


FIG. 3.2: Mesure du nombre de positions successives en fonction du temps

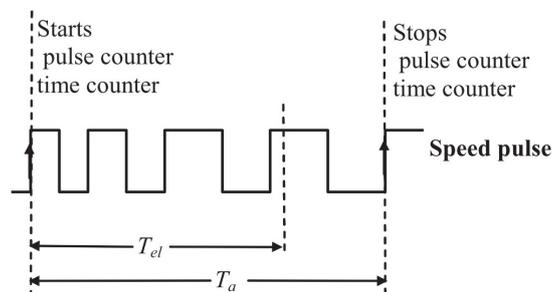


FIG. 3.3: Mesure du temps entre deux positions non nécessairement successives

La deuxième approche utilise un échantillonnage classique du signal du codeur, qui pourra être au choix sinusoïdal ou de forme créneau. Il faut ensuite opérer avec des techniques de traitement du signal plus ou moins complexes afin d'obtenir la vitesse angulaire instantanée. Gu et Li évoquent principalement deux méthodes qui consistent à utiliser la transformée de Fourier ou la transformée de Hilbert, qui opèrent toutes deux dans le domaine fréquentiel. En ce qui concerne la transformée de Hilbert, Gu [GU 06] recommande d'utiliser une fenêtre de pondération de type gaussienne, qui donne des résultats bien plus satisfaisants qu'un simple fenêtrage rectangulaire. L'utilisation de ces fenêtres introduit également la nécessité d'avoir un signal de longueur suffisante. Ces deux méthodes ont été testées sur les signaux issus du codeur de la machine et sont présentées dans la suite.

L'aspect matériel de l'acquisition du signal de vitesse angulaire de la broche du centre d'usinage est détaillé, puis les deux approches seront utilisées, avec le comptage du temps entre deux fronts montants du codeur et l'utilisation d'un échantillonnage temporel classique à haute fréquence.

3.2.2 Matériel

3.2.2.1 Récupération du signal du codeur de broche

Les conditions des essais présentés dans la suite de ce chapitre sont identiques à celles des précédents chapitres. La plaque à usiner est montée sur le dynamomètre et le centre Huron KX8-five est utilisé. Ce centre d'usinage est équipé d'une broche *Franz Kessler*, possédant un codeur angulaire *Lenord & Bauer* de type GEL 244 [LEN 09]. Ce type de codeur est composé d'un anneau denté sous forme de roue à encoche, ainsi que de capteurs magnéto-résistifs. Les capteurs délivrent des signaux sinusoïdaux en phase avec le passage des dents. Ce codeur émet ainsi 256 périodes électriques par tour sur deux signaux en quadrature que l'on nommera sinus (A) et cosinus (B). Le codeur émet également un top tour R . Ces trois signaux sont délivrés avec leurs complémentaires (A^* , B^* , R^*), et tous sont centrés sur 1 V, avec une amplitude de $0,5 V_{cc}$. Ces six signaux peuvent être extraits de la machine à l'aide d'une simple dérivation de signal au niveau de la connexion du câble du codeur de la broche sur le variateur. La figure 3.4 présente le montage finalement réalisé dans l'armoire électrique.

3.2.2.2 Acquisition des signaux

Deux systèmes d'acquisitions différents ont été testés pour cette application. Ils sont résumés par la figure 3.5. Le premier système d'acquisition est celui décrit dans le chapitre 1, page 36, et est donc un système classique d'échantillonnage temporel. Les efforts de coupe dans les trois directions de la table dynamométrique (F_x , F_y , F_z) et les signaux du codeur (A , A^* , B , B^* , R) sont donc échantillonnés simultanément à 50 ou 100 kHz selon les essais.

Le second système d'acquisition fait appel à une méthode d'échantillonnage originale [KON 87], basée sur la méthode d'estimation de vitesse par mesure du temps entre deux événements successifs. Plutôt que de réaliser un échantillonnage à pas constant en

3. Caractérisation de l'usinage par la mesure de la vitesse angulaire de la broche

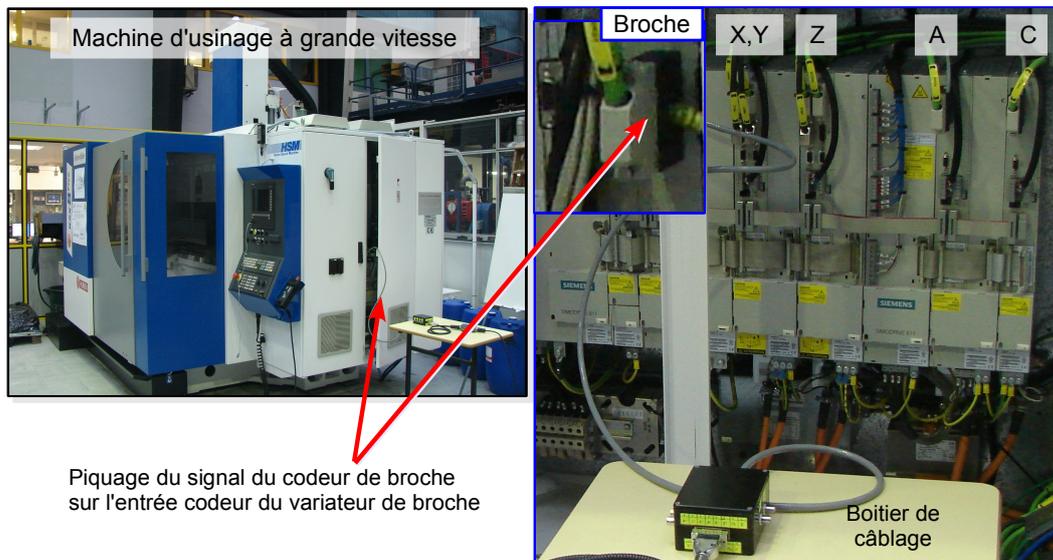


FIG. 3.4: Dérivation du signal du codeur angulaire de la broche

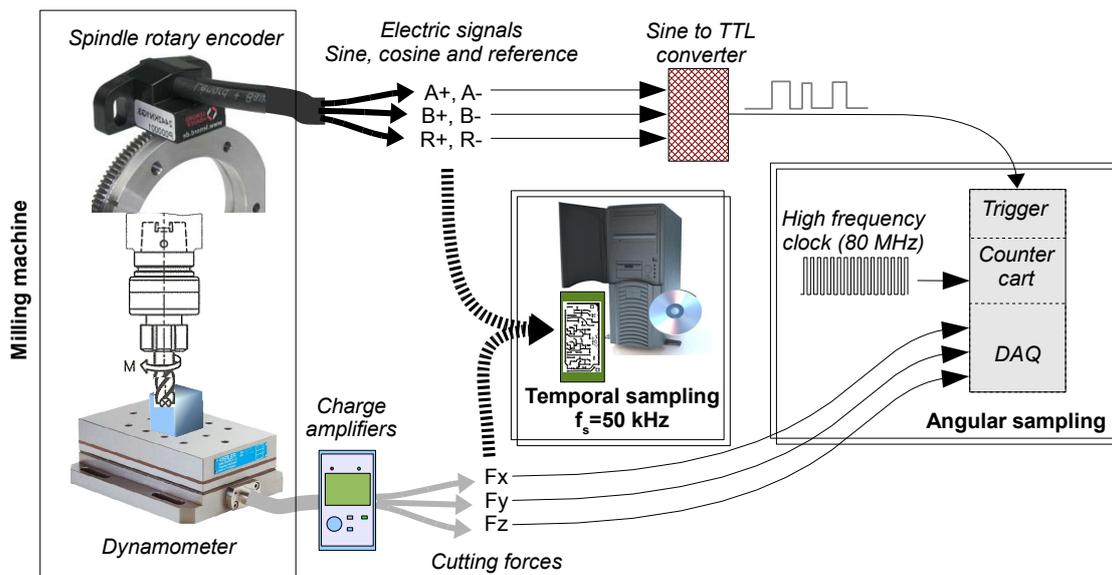


FIG. 3.5: Les deux capteurs et les deux moyens d'acquisition utilisés

temps, ce système se base sur l'apparition d'événements pour mesurer le temps écoulé et éventuellement déclencher l'acquisition synchrone d'autres signaux. Cela permet de mieux représenter les signaux en fonction de la variable qui pilote l'acquisition. Ici, les signaux sinusoïdaux issus du codeur rotatif de la broche sont convertis en un signal créneau TTL, qui déclenche une acquisition pour chacun de ses fronts montants. On parlera donc d'échantillonnage angulaire puisque les acquisitions seront déclenchées par les positions

successives de la broche. L'évolution du temps est acquise à travers le nombre d'impulsions d'une horloge à haute fréquence entre chaque front montant du signal TTL. Il est à noter que le convertisseur TTL utilisé permet également de créer une interpolation du signal de départ et de générer cinq fois plus de créneaux que de périodes électriques délivrées par le codeur.

Le paragraphe suivant présente l'utilisation des différentes méthodes d'échantillonnage dans le but d'obtenir précisément, et si possible aisément, la vitesse angulaire de la broche. Le paragraphe 3.2.3 présente les différentes méthodes envisagées pour obtenir la vitesse angulaire instantanée de la broche à partir d'un échantillonnage temporel, puis le paragraphe 3.2.4 détaille l'utilisation de l'échantillonnage angulaire. Ensuite, une synthèse sur ces deux méthodes d'échantillonnage est présentée.

3.2.3 Échantillonnage temporel

3.2.3.1 Caractérisation des signaux du codeur

L'acquisition directe par échantillonnage temporel permet d'observer l'allure du signal brut du codeur angulaire. En particulier sur le graphique du haut de la figure 3.6, l'amplitude globale des signaux *sinus* et *cosinus* semble osciller à l'échelle du tour, et concerne aussi bien l'enveloppe des maxima que des minima. En se concentrant sur les maxima des signaux sinusoïdaux (figure 3.6, graphique du bas), on peut constater que cette enveloppe est périodique à l'échelle du tour avec une amplitude bien marquée, de l'ordre de 12 % de l'amplitude totale du signal. L'enveloppe semble être identique pour le signal *A* et le signal *B*. Cette variation semble être sinusoïdale et pourrait être liée à une excentration du codeur par rapport à l'axe de rotation de la broche. Ainsi, l'expression des signaux peut se résumer à l'expression suivante ($X=A$ ou B), en introduisant une amplitude sinusoïdale à l'échelle du tour :

$$X = K_X \cdot [1 + 0,12 \cdot \sin(\theta + \phi_{1X})] \cdot \sin(256 \cdot \theta + \phi_{2X}) \quad (3.1)$$

On peut également observer des dépassements plus ou moins aléatoires de cette enveloppe sinusoïdale. Ceci est lié principalement au bruit généré sur les signaux, induit vraisemblablement le long des câbles et des connecteurs transportant ces informations électriques. En effet, le signal est repris depuis l'armoire électrique de la machine, à proximité des variateurs qui induisent un champ magnétique néfaste pour les signaux. En regardant plus précisément les signaux, on peut observer que les défauts sont identiques sur chacun des signaux transportés conjointement dans le câble multibrin (figure 3.7). Pour réduire ce bruit induit, il suffit alors de faire la soustraction d'un signal par son complémentaire, ce qui permet de recentrer l'information sur 0 V et de supprimer les interférences identiques sur ces deux signaux. Par la suite, on utilisera donc les signaux différentiels *Ad* et *Bd*, définis par l'équation suivante :

$$Xd = X - X^* \quad (3.2)$$

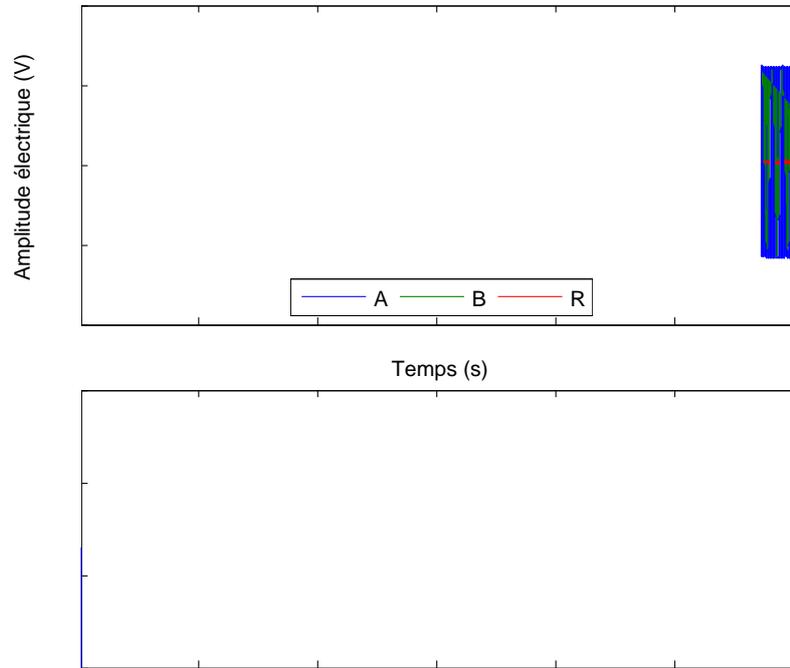


FIG. 3.6: Allure globale des signaux du codeur rotatif de la broche. Signaux bruts pour une rotation à vide à 200 tr/min et une fréquence d'échantillonnage de 50 kHz

Comme les amplitudes des signaux Ad et Bd sont du même type que les signaux bruts, et ne sont donc pas constantes, il n'est pas possible de calculer directement l'angle θ en prenant l'*arcsinus* ou l'*arccosinus* des signaux. Deux solutions sont développées dans la suite pour corriger ce problème d'enveloppe :

- utiliser le ratio Ad/Bd pour supprimer la modulation de l'enveloppe, puis en prendre l'*arctangente*,
- utiliser la transformée de Hilbert pour déterminer l'enveloppe et la corriger.

3.2.3.2 Calcul direct de la position angulaire de la broche

Le calcul direct de la vitesse angulaire utilise le ratio Ad/Bd afin de supprimer l'influence de l'enveloppe sur les signaux. En reprenant l'expression 3.1, on peut donc exprimer ce ratio de la manière suivante :

$$\frac{Ad}{Bd} = \frac{K_A}{K_B} \cdot \frac{1 + 0,12 \cdot \sin(\theta + \phi_{1A})}{1 + 0,12 \cdot \sin(\theta + \phi_{1B})} \cdot \frac{\sin(256 \cdot \theta + \phi_{2A})}{\cos(256 \cdot \theta + \phi_{2B})} \quad (3.3)$$

Dans la mesure où l'enveloppe semble être identique entre les signaux Ad et Bd , nous aurons alors égalité des constantes K_A et K_B , et des déphasages ϕ_{1A} et ϕ_{1B} . Une légère

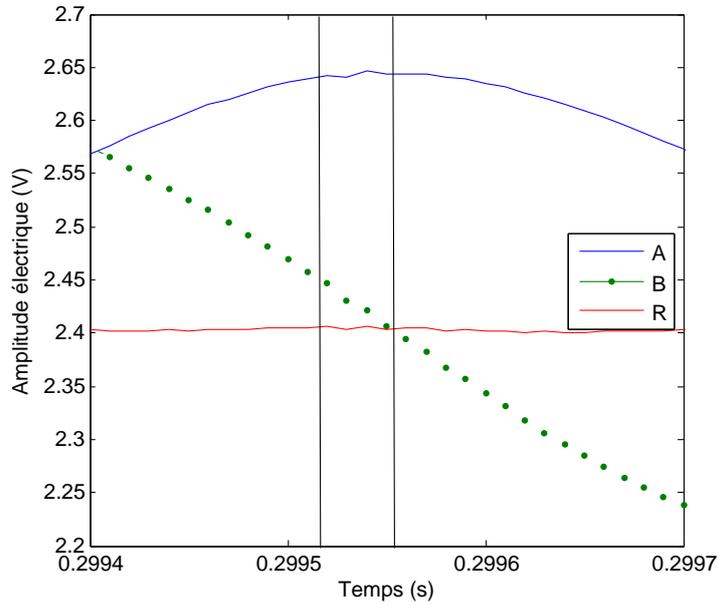


FIG. 3.7: Défauts locaux sur les signaux

différence entre ces deux déphasages introduirait une faible erreur à l'échelle du tour. En revanche, si les déphasages ϕ_{2A} et ϕ_{2B} sont différents, alors l'expression 3.4 est fautive et le calcul de l'*arctangente* donne des erreurs périodiques, à raison de 256 périodes par tour.

$$\frac{Ad}{Bd} = \frac{\sin(256.\theta + \phi_{2A})}{\cos(256.\theta + \phi_{2B})} = \tan(256.\theta + \phi_2) \quad (3.4)$$

3.2.3.3 Utilisation de la transformée de Hilbert

Le problème rencontré fait intervenir la notion d'enveloppe d'un signal. Dans ce cas en particulier, la périodicité d'évolution de l'enveloppe du signal par rapport à celle du signal est fixe, constante et déterminée : un tour pour l'enveloppe et un deux cent cinquante sixième de tour pour le signal. Le rapport entre les deux fréquences est donc de 256.

La transformée de Hilbert consiste en un déphasage de 90° dans le domaine fréquentiel, donc en une multiplication par $-i.\text{sgn}(f)$ du spectre du signal considéré (on rencontre parfois la définition avec une multiplication par $+i.\text{sgn}(f)$). En particulier, le *cosinus* est transformé en *sinus*, et le *sinus* en $-\text{cosinus}$. Ainsi, si les spectres de l'enveloppe et du signal proprement dit sont suffisamment disjoints, ce qui est notre cas, la transformée de Hilbert du signal Ad aura pour expression :

$$\mathcal{H}(Ad) = -K_A \cdot [1 + 0,12.\sin(\theta + \phi_{1A})] \cdot \cos(256.\theta + \phi_{2A}) \quad (3.5)$$

3. Caractérisation de l'usinage par la mesure de la vitesse angulaire de la broche

L'obtention de l'angle θ est par la suite assurée par l'utilisation de l'*arctangente* sur le ratio entre le signal et sa transformée :

$$\frac{Ad}{\mathcal{H}(Ad)} = -\frac{\sin(256.\theta + \phi_{2A})}{\cos(256.\theta + \phi_{2A})} = -\tan(256.\theta + \phi_{2A}) \quad (3.6)$$

3.2.3.4 Calcul de la vitesse angulaire de la broche

Une fois le calcul de l'angle θ obtenu par l'une ou l'autre méthode, la vitesse angulaire est obtenue directement par la dérivée (discrète) de l'angle par le temps pour chaque échantillon n (équation 3.7). Dans le cas de l'échantillonnage temporel, l'intervalle de temps est constant et correspond à l'inverse de la fréquence d'échantillonnage f_e .

$$\omega(n) = \frac{\Delta\theta(n)}{\Delta t(n)} = f_e \cdot \Delta\theta(i) \quad (3.7)$$

Le résultat de ce calcul pour une rotation à vide de la broche et pour un angle obtenu par les deux méthodes exposées (*arctan* & *Hilbert*) est présenté sur la figure 3.8. La vitesse angulaire attendue est donc constante ou légèrement variable à l'échelle du tour. Les vitesses angulaires calculées sont en revanche fortement bruitées. La vitesse angulaire obtenue à partir de la transformée de Hilbert est bien meilleure que celle obtenue à partir du ratio Ad/Bd , avec une amplitude relative du bruit de l'ordre de 5 % contre 30 % pour le ratio. Le bruit généré provient également de l'opération discrète de dérivation.

Un zoom plus précis sur l'évolution des signaux permet en outre de mettre en évidence un défaut périodique correspondant au passage de chaque dent du codeur (période électrique). Dans le cas de l'utilisation du ratio Ad/Bd , il s'agit vraisemblablement de l'influence des déphasages ϕ_{2A} et ϕ_{2B} qui ne sont pas identiques. Dans le cas de la transformée de Hilbert, comme un seul signal est utilisé, les variations observées ne peuvent provenir que d'un écart de forme entre la sinusoïde générée et une sinusoïde théorique de forme parfaite. Ce défaut de forme vient s'ajouter aux erreurs de déphasages dans le cas de l'utilisation du ratio Ad/Bd .

Le bruit observé sur les courbes de vitesse angulaire semble donc être lié aux particularités du codeur : excentration du codeur, défauts de taillage des dentures, défaut d'interpolation du capteur. Tous ces défauts peuvent être considérés comme stationnaires et forment ainsi une signature du codeur. Cette caractéristique peut donc être calculée et servir de base à une correction pour améliorer la qualité du signal angulaire calculé.

3.2.3.5 Correction des mesures de position angulaire

La méthodologie globale envisagée pour la correction de la position angulaire calculée est résumée par la figure 3.9. La première étape consiste à calculer une signature du codeur et se décompose de la manière suivante :

- acquisition des signaux lors d'un essai avec rotation à vide (pas d'usinage), la vitesse angulaire est considérée constante ($\omega = \omega_0$),

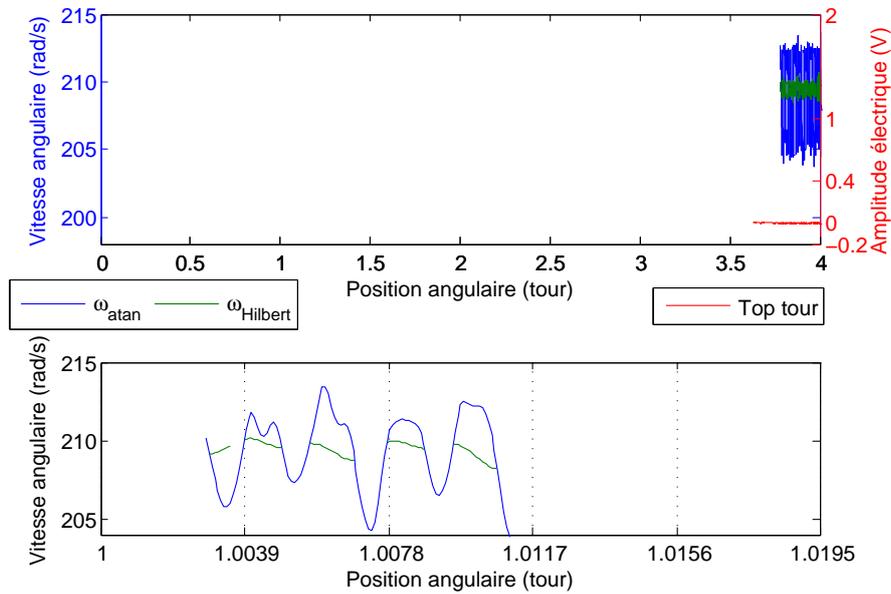


FIG. 3.8: Comparaison de la vitesse angulaire calculée par différents moyens

- calcul de la position angulaire θ par la méthode retenue,
- calcul d’une régression linéaire sur l’évolution de la position angulaire,
- calcul des écarts $\varepsilon_\theta(t)$ entre la droite de régression et les positions effectivement calculées,
- les différents tours sont superposés en utilisant le signal de référence R pour le recalage, et une moyenne cyclique des écarts sur un tour est réalisée pour une meilleure estimation,
- obtention de la signature codeur $\widehat{\varepsilon}_\theta(\theta)$ qui correspond à l’erreur de position moyenne calculée pour chaque position angulaire réelle de la broche.

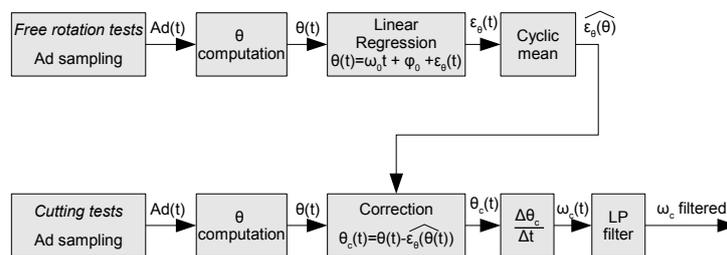


FIG. 3.9: Méthodologie de correction de la signature du codeur

La seconde étape consiste ensuite à corriger un essai – quel qu’il soit – en utilisant la caractéristique précédemment calculée :

- acquisition des signaux et calcul de la position angulaire de la broche (recalage sur le signal de référence pour coller à la signature),

3. Caractérisation de l'usinage par la mesure de la vitesse angulaire de la broche

- la signature est interpolée pour être superposée au signal expérimental à corriger,
- la valeur de la signature pour chaque position angulaire expérimentale est soustraite à la position angulaire calculée,
- la position angulaire ainsi corrigée peut alors être utilisée pour calculer la vitesse angulaire,
- la vitesse angulaire peut enfin être filtrée pour supprimer le bruit résiduel.

La figure 3.10 montre le résultat de cette correction pour les différentes méthodes de calcul envisagées. On observe en particulier que l'utilisation du ratio Ad/Bd reste la plus mauvaise des solutions, car même corrigée la vitesse angulaire obtenue via ce moyen reste de moins bonne qualité que celle obtenue à partir de la transformée de Hilbert sans correction. Pour cette deuxième méthode, l'effet de la correction est extrêmement bénéfique et le filtrage retenu permet de supprimer définitivement le bruit résiduel.

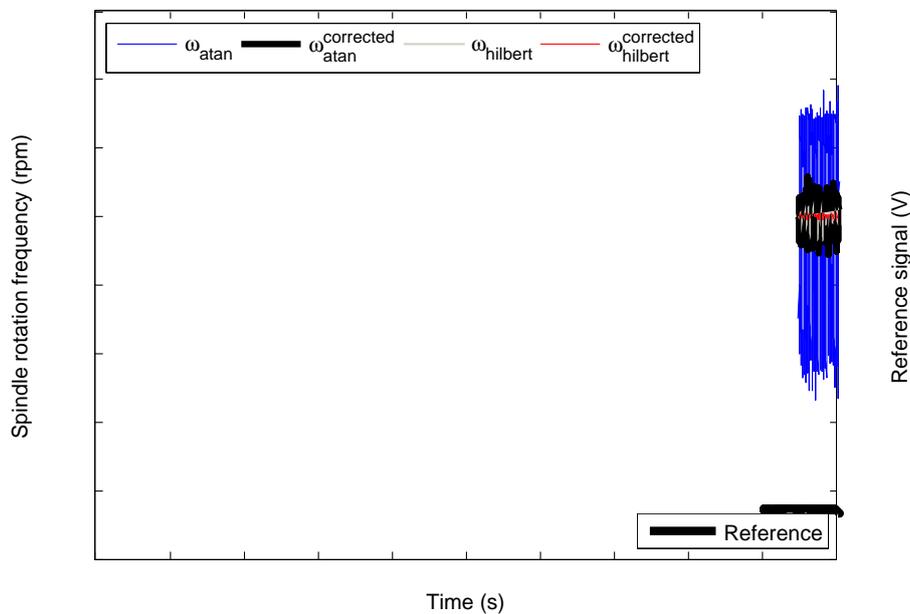


FIG. 3.10: Comparaison des vitesses angulaires obtenues avec les différentes méthodes de calcul, avec et sans correction

3.2.4 Échantillonnage angulaire

3.2.4.1 Principe de l'échantillonnage angulaire

Comme décrit précédemment, le système d'acquisition angulaire compte le nombre d'impulsions d'une horloge à haute fréquence entre deux fronts montants du signal du codeur angulaire/convertisseur-TTL (figure 3.11). Les espaces entre les fronts montants correspondent à des intervalles angulaires i considérés comme stationnaires quel que soit le tour j , ce que traduit l'équation 3.8. Le temps passé à parcourir chaque intervalle i

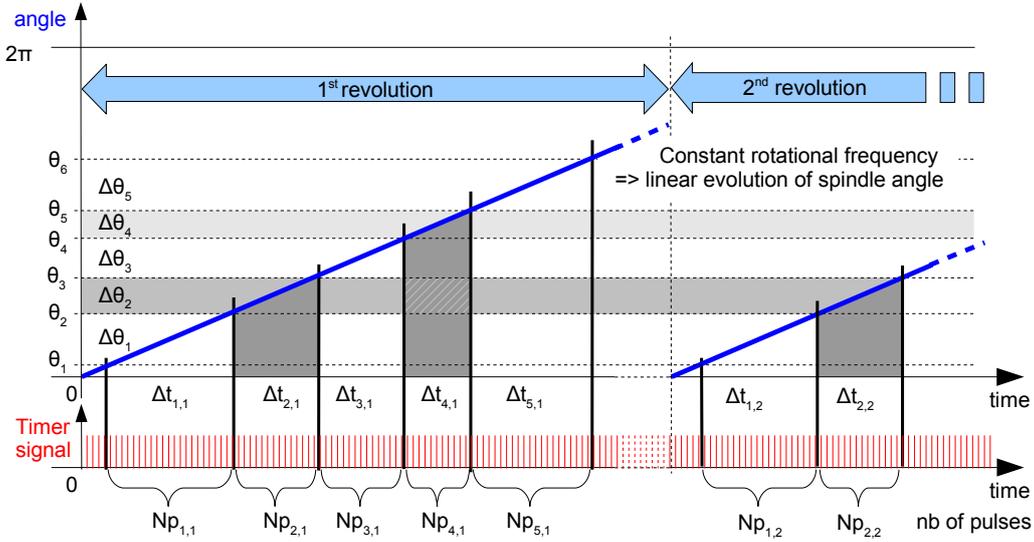


FIG. 3.11: Échantillonnage angulaire et estimation des intervalles angulaires réels du codeur

du tour j ($\Delta\theta_{i,j}$) peut être défini par l'équation 3.9 en utilisant le nombre d'impulsions $Np_{i,j}$ acquis entre les deux fronts montants et la fréquence de base f_{cl} de l'horloge haute fréquence. La vitesse angulaire sur chaque intervalle angulaire i de chaque tour j peut alors être obtenue par l'équation 3.10.

$$\Delta\theta_{i,j} = \Delta\theta_i, \forall i \in [1, nb_{raies}] \quad (3.8)$$

$$\Delta t_{i,j} = \frac{Np_{i,j}}{f_{cl}} \quad (3.9)$$

$$\omega_{i,j} = \frac{\Delta\theta_i}{\Delta t_{i,j}} \quad (3.10)$$

L'avantage premier de cette technique est de pouvoir discerner correctement les différents tours lors de l'acquisition, et de pouvoir comparer des échantillons correspondants exactement à une même position de la broche sans besoin de recalage ou de ré-échantillonnage des signaux. En particulier, compte tenu du capteur utilisé (256 périodes électriques) et de l'interpolateur mis en œuvre (interpolation par 5), la résolution obtenue est de $nb_{raies} = 256 \times 5 = 1280$ raies par tour. La stationnarité des signaux permet d'affirmer que ces positions seront bien identiques quel que soit le tour considéré.

En revanche, les intervalles angulaires ne sont pas nécessairement constants. En effet l'analyse développée sur la base de l'échantillonnage temporel a révélé que les sinusoides des signaux électriques n'ont pas une forme parfaite et présentent des irrégularités qui sont caractéristiques du codeur. Comme le convertisseur-interpolateur s'appuie sur ces signaux pour générer le signal créneau qui pilote l'acquisition, les intervalles angulaires

ne seront pas nécessairement identiques le long du tour :

$$\Delta\theta_i \neq \frac{2\pi}{nb_{raies}} \quad (3.11)$$

Il est donc important de rechercher les intervalles angulaires exacts afin de procéder à un calcul précis de la vitesse angulaire.

3.2.4.2 Estimation des intervalles et calcul de la vitesse angulaire

La procédure d'estimation des intervalles angulaires s'appuie sur le même raisonnement que précédemment : à partir d'un essai avec rotation à vide de la broche, on suppose une vitesse angulaire constante ω_0 (équation 3.12), le temps moyen de parcours de chaque intervalle angulaire est calculé (équation 3.13) et sert de base à l'estimation de l'intervalle angulaire réel (équation 3.14). La vitesse angulaire réelle est alors calculée aisément par l'équation 3.15, et peut ensuite être filtrée pour supprimer le bruit résiduel.

$$\omega_0 = \frac{2\pi \cdot nb_{tour}}{\sum_{j=1}^{nb_{rev}} \sum_{i=1}^{nb_{raies}} \Delta t_{i,j}} \quad (3.12)$$

$$\widehat{\Delta t}_i = \frac{\sum_{j=1}^{nb_{tour}} \Delta t_{i,j}}{nb_{tour}} \quad (3.13)$$

$$\Delta\theta_i^e = \omega_0 \cdot \widehat{\Delta t}_i \quad (3.14)$$

$$\omega_{i,j}^{cor} = \frac{\Delta\theta_i^e}{\Delta t_{i,j}} \quad (3.15)$$

La figure 3.12 permet de comparer les différentes vitesses angulaires calculables en utilisant l'échantillonnage angulaire, selon que les intervalles sont corrigés ou le résultat filtré. Assez peu de différences sont observées entre ces différents cas. En effet, lors du calcul de l'erreur effective entre les intervalles angulaires estimés et des intervalles angulaires théoriques (égalité de l'expression 3.11), une différence de l'ordre de $\pm 3\%$ est constatée. L'utilisation d'un filtre passe-bas permet de réduire cette erreur à environ $0,5\%$ sur la vitesse angulaire. Dans le cas de l'utilisation de l'échantillonnage angulaire, la correction ne semble donc pas être indispensable, et l'opération de filtrage peut être suffisante.

3.2.5 Synthèse sur les méthodes d'échantillonnage

Globalement, les deux méthodologies sont très similaires : l'échantillonnage permet d'obtenir l'évolution (bijection) de la position angulaire au cours du temps. Cette position dépendant des défauts caractéristiques du codeur, elle peut être corrigée, puis la vitesse angulaire est calculée simplement sur chaque intervalle échantillonné. Les vitesses angulaires obtenues à partir des deux méthodes d'échantillonnage pour un essai d'usinage sont

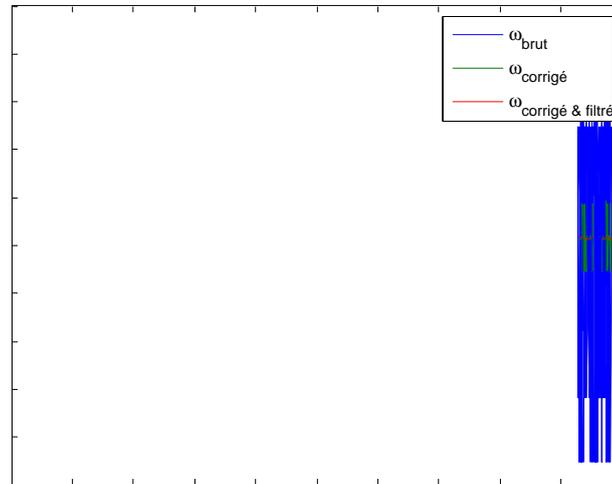


FIG. 3.12: Différentes vitesses angulaires calculées à partir du signal échantillonné angulairement

représentées dans la figure 3.13. Les deux courbes se superposent presque parfaitement, ce qui ne permet pas de choisir l'une ou l'autre technique en considérant simplement cette précision du calcul.

En revanche, la complexité des calculs est assez significativement différente. Pour ce qui est de l'échantillonnage angulaire, on obtient directement une correspondance entre un intervalle angulaire et un intervalle temporel ce qui permet de calculer directement une vitesse angulaire, que l'on peut éventuellement filtrer. Par ailleurs, cette technique réalise intrinsèquement un échantillonnage angulaire – et donc une représentation angulaire – qui présente un intérêt comme cela a été démontré dans le chapitre 1.

Avec l'utilisation de l'échantillonnage temporel, l'obtention de l'intervalle angulaire est déjà problématique et nécessite la mise en œuvre d'opérations complexes ou de transformations. De plus, le filtrage ne suffit pas et il faut avoir préalablement corrigé les positions angulaires calculées, ce qui nécessite du ré-échantillonnage et des opérations supplémentaires. L'utilisation de la transformée de Hilbert introduit également la nécessité d'avoir un nombre d'échantillons conséquent afin d'obtenir un résultat suffisamment propre, donc un signal d'une durée relativement importante. Enfin, la fréquence d'échantillonnage va être rapidement un facteur limitant vis à vis de la fréquence de rotation utilisée et du nombre de périodes électriques du codeur. Dans le cas de notre équipement (256 périodes/tour, $f_{e_{max}}=100$ kHz), la fréquence de rotation est limitée à 11700 tour/min (fréquence de Nyquist) ou 5850 tr/min si on considère un minimum de quatre points pour représenter correctement chaque période électrique.

Les avantages et les inconvénients de chaque technique sont synthétisés dans le tableau 3.1. Il est donc bien évident que la méthode d'échantillonnage angulaire sera à privilégier autant que possible, surtout si une analyse de type temps-réel en usinage grande

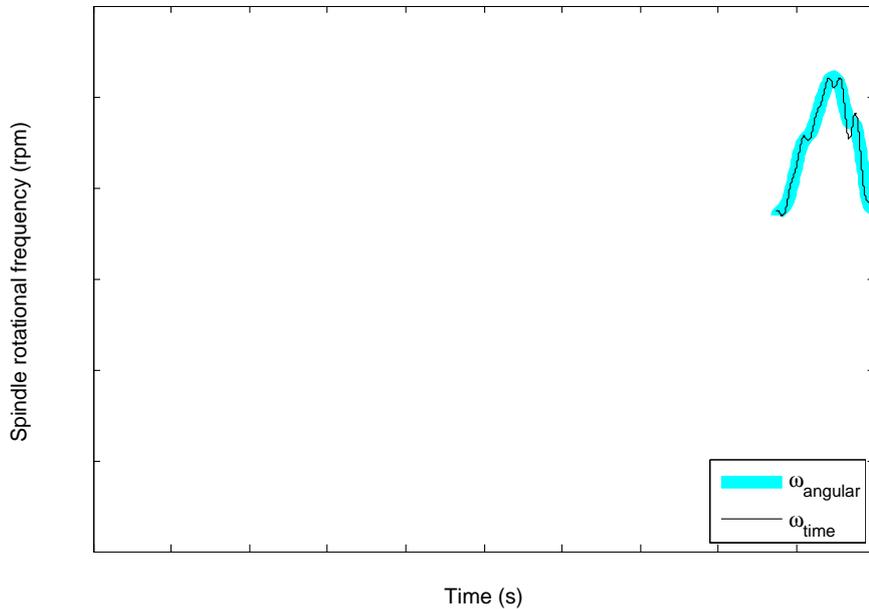


FIG. 3.13: Vitesse angulaire calculée pour les deux méthodes d'échantillonnage pour un essai d'usinage (essai T1, annexe B)

vitesse est envisagée. C'est la méthode qui sera donc utilisée dans la suite.

	échantillonnage angulaire	échantillonnage temporel
Facilité de calcul	++	-
Rapidité de calcul / temps réel	++	--
Qualité du résultat	++	+
Haute fréquence de rotation	+	--
Total	++	-

TAB. 3.1: Synthèse des caractéristiques offertes par les échantillonnages angulaires et temporels

3.2.6 Caractéristiques fréquentielles

3.2.6.1 Spectre conventionnel – fréquence temporelle

Le spectre de la vitesse angulaire instantanée est présenté sur la figure 3.14 pour deux conditions de correction. Le premier signal représente le spectre de la vitesse angulaire corrigée comme décrit précédemment, et le second le spectre de la vitesse angulaire directement calculée.

Importance de la correction

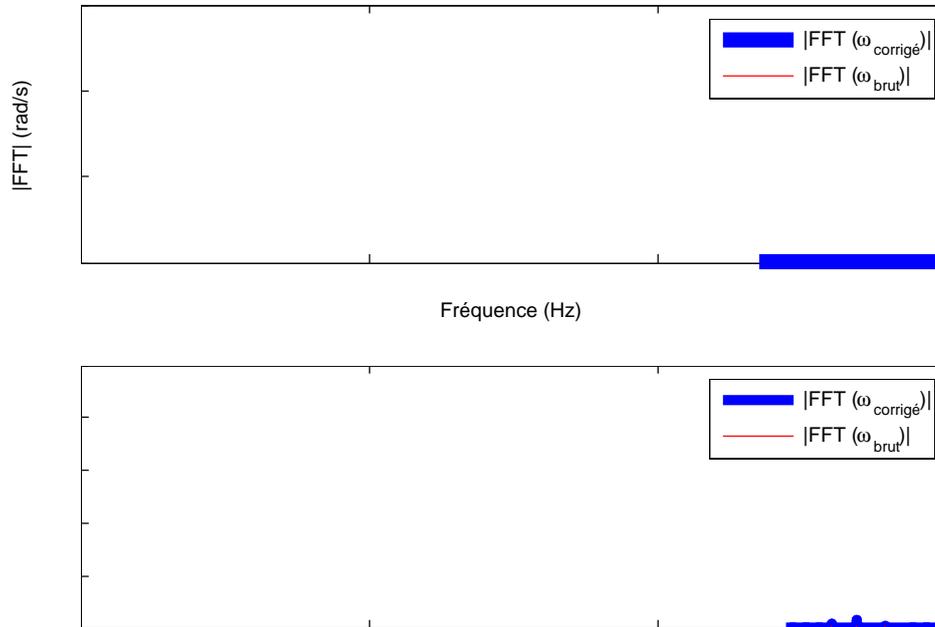


FIG. 3.14: Analyse fréquentielle de la vitesse angulaire. Essai T6, annexe B

Sur la vue globale (graphique du haut), les spectres des signaux corrigés et non corrigés se superposent bien, sauf pour deux fréquences particulières pour lesquelles le spectre du signal de vitesse non corrigé présente des pics très forts. Il s'agit de l'influence des défauts sur les *traits* du codeur : si on multiplie les 256 traits par tour de codeur par la fréquence de rotation, on trouve 5960 Hz, soit la position du premier pic. Le second pic se situe à une fréquence double, et peut être considéré comme une harmonique de ce système.

Sur la vue des basses fréquences (graphique du bas), les deux spectres (corrigés et non corrigés) sont parfaitement superposés. Deux zones avec des pics d'amplitudes remarquables sont observées. La première zone (juqu'à 500 Hz) peut être assimilée à l'influence directe de la rotation de la fraise :

- le premier pic correspond à la fréquence de rotation de la fraise ($\approx 23,3$ Hz),
- le second et le troisième pic correspondent aux premières harmoniques de la fréquence de rotation,
- le quatrième pic correspond à la fois à une harmonique de la fréquence de rotation, mais également à la fréquence de passage des dents (4 dents), ce qui explique qu'il soit le plus énergétique,
- suivent ensuite quelques harmoniques de la fréquence de passage des dents.

La seconde zone située entre 500 et 1000 Hz ne correspond pas à ce qui a été observé dans le spectre du modèle de variation de vitesse angulaire (chapitre 1), et doit provenir d'une zone de résonance ou de fréquence propre du système usinant.

Essais à différentes vitesses angulaires

Pour des essais réalisés avec différentes vitesses de coupe, les spectres de la vitesse angulaire sont tracés sur la figure 3.15. On peut ainsi constater une évolution de l'emplacement des premiers pics (et de leurs harmoniques) correspondant à la fréquence de rotation de la fraise et à la fréquence de passage des dents. En particulier, l'étalement des quatre premiers pics est concordant avec l'évolution de la vitesse de coupe.

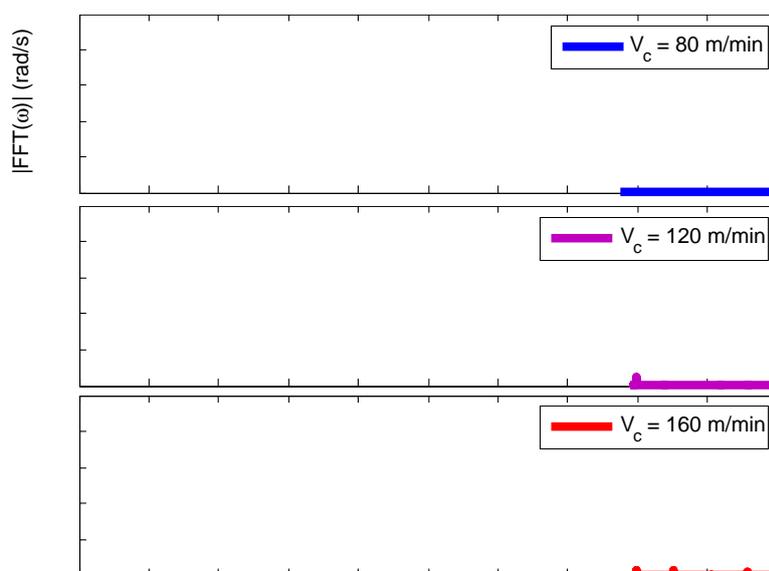


FIG. 3.15: Spectres des vitesses angulaires pour différentes vitesses de coupe. Essai A7, A8, A9, annexe B

En revanche, la zone précédemment observée entre 500 et 1000 Hz semble statique, et les pics principaux sont situés à proximité de 650 Hz et 750 Hz. L'observation de la réponse accélérométrique de la broche à un choc (sonnage de la broche, annexe refAnnexeA) permet de confirmer la présence de modes propres de la broche à ces fréquences. Le signal de la vitesse angulaire est donc bien pollué par les modes propres de la broche en flexion. La manière dont ces modes de flexion viennent perturber la mesure de vitesse angulaire est présenté un peu plus loin (paragraphe 3.2.7).

3.2.6.2 Spectre angulaire

Le paragraphe précédent corrobore les conclusions du chapitre de modélisation, à savoir que la représentation fréquentielle sur un spectre conventionnel est très efficace pour localiser des fréquences structurelles à vitesse variable, mais est plus difficile à mettre en œuvre pour le suivi de l'usinage. Ainsi, la figure 3.16 présente le spectre angulaire des différents tests précédents. On remarque que les quatre premiers pics – ceux là même qui représentent le comportement de l'usinage – sont bien alignés et centrés sur les fréquences angulaires correspondantes, à respectivement un, deux, trois, et quatre évènements par tour. Quelle que soit la vitesse angulaire de la broche, ces pics représentatifs de l'usinage seront donc toujours positionnés exactement aux mêmes abscisses, de 1 à n_z évènement par tour. Seule la géométrie de l'outil intervient dans le nombre de pics, pour autant que les n_z dents de l'outil soient également réparties.

Comme ces pics sont positionnés sur des nombres entiers d'évènements par tour et comme les spectres sont calculés numériquement (Transformée de Fourier Discrète), il suffit d'utiliser pour ce calcul une quantité de points correspondant à un nombre de tours entiers pour être certain de tomber exactement sur les valeurs maximales des différents pics (élimination du *picket fence effect*). Enfin, comme les codeurs comportent généralement un nombre de traits en puissance 2 (256 pour le cas de la broche), cela permet d'utiliser directement des algorithmes de transformée de Fourier rapide (FFT) et d'envisager ce moyen pour surveiller l'usinage et suivre les n_z premiers pics du spectre angulaire sans aucun problème, indépendamment de la vitesse angulaire de la broche.

En revanche, les fréquences liées à la résonance structurelle de la broche présentent des fréquences temporelles fixes et seront donc mobiles dans ces schémas si on considère différentes vitesses angulaires. L'observation du spectre angulaire à des fins de surveillance sera donc limitée par l'apparition de résonances parasites liées aux modes propres de la broche.

3.2.7 Influence de la flexion de la broche sur la mesure en rotation

Sous l'action des efforts de coupe, la broche va vibrer suivant ses modes propres entraînant des déplacements qui peuvent être préjudiciables pour la santé de la broche. Généralement, ces modes propres sont traduits par un diagramme dit *de lobes de stabilités* qui donne un domaine d'utilisation de la broche pour éviter les usinages instables. La flexion de la broche génère également des modifications géométriques sur l'intégralité de la broche préjudiciables pour les roulements. Localement, l'entrefer du moteur peut aussi être modifié, ce qui pourrait introduire des variations de couple moteur, et la roue du codeur peut se déplacer (figure 3.17).

Ce déplacement de la roue du codeur peut entraîner une erreur de lecture en vitesse. En particulier, comme les sollicitations en fraisage sont variables, ce déplacement sera également variable. On peut donc considérer un cas de vibration de la roue du codeur à une vitesse \dot{u} inclinée d'un angle α par rapport à la direction de la vitesse vue par la tête de lecture du codeur (figure 3.17). Si on considère que le déplacement parallèlement à

3. Caractérisation de l'usinage par la mesure de la vitesse angulaire de la broche

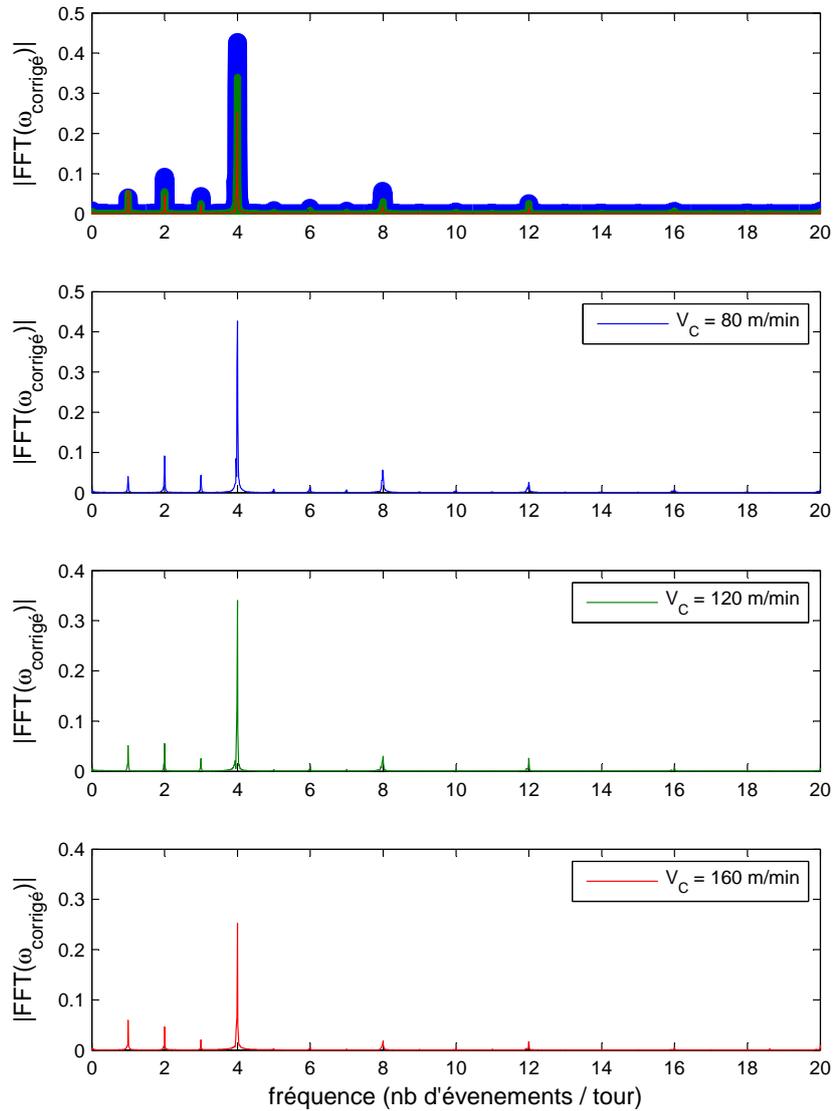


FIG. 3.16: Spectres angulaires des vitesses angulaires pour différentes vitesses de coupe. Essais A7, A8, A9, annexe B

la tête de lecture (orthogonalement à la vitesse lue) n'a aucun impact sur la lecture, et que seuls les déplacements orthogonaux à celle ci sont relevés, la vitesse effectivement observée par le codeur peut s'exprimer sous la forme suivante :

$$V_{codeur} = R_{codeur} \cdot \omega + \dot{u} \cdot \cos\alpha \quad (3.16)$$

La vitesse angulaire qui est obtenue à travers cette mesure est exprimée par l'équation 3.18. Elle est donc faussée par la présence du terme de déplacement du co-

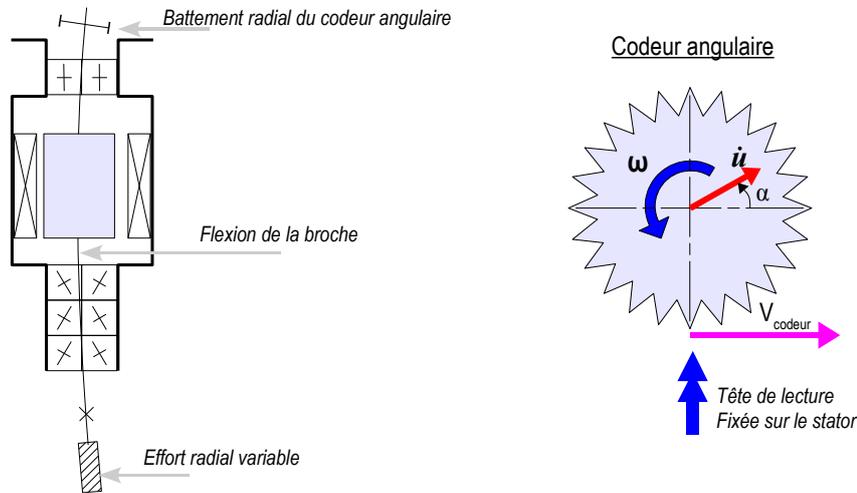


FIG. 3.17: Modification géométrique du comportement du codeur

deur, correspondant par exemple à un mode de flexion de la broche.

$$\omega_{c1} = \frac{V_{codeur}}{R_{codeur}} \quad (3.17)$$

$$\omega_{c1} = \omega + \frac{\dot{u} \cdot \cos \alpha}{R_{codeur}} \quad (3.18)$$

Une manière d'éviter que ces modes de flexions ne viennent perturber la mesure de vitesse serait de placer le codeur angulaire au plus près d'un roulement, afin de minimiser au maximum les déplacements. Dans le cas où ce n'est pas possible ou insuffisant, il pourrait être envisagé de rajouter une tête de lecture supplémentaire diamétralement opposée à la première (figure 3.18).

Les déplacements observés par la deuxième tête seront alors dans un sens opposé à ceux observés par la première, et une moyenne (ou une somme) des deux mesures permettraient de supprimer ces déplacements (équation 3.19). Dans le même temps, une différence entre les deux mesures permettrait de mettre en évidence ces déplacements (équation 3.20), ce qui peut être également très utile pour détecter les fréquences de flexions. En effet, il est désormais connu [GAG 07] que les modes de flexions évoluent suivant la vitesse angulaire de la broche, et cette approche pourrait constituer une solution facile, rapide et peu onéreuse de caractériser ces modes de résonance à différentes vitesses

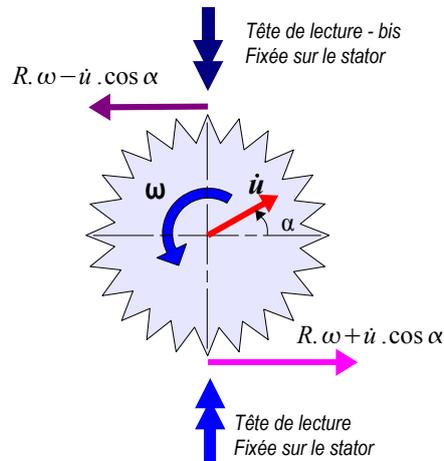


FIG. 3.18: Ajout d'une tête de lecture pour le codeur

angulaires.

$$\omega_{c2} = \omega - \frac{\dot{u} \cdot \cos \alpha}{R_{codeur}} \quad (3.19)$$

$$\omega_{c1} + \omega_{c2} = 2 \cdot \omega \quad (3.19)$$

$$\omega_{c1} - \omega_{c2} = 2 \cdot \frac{\dot{u} \cdot \cos \alpha}{R_{codeur}} \quad (3.20)$$

Il faut noter également que si la roue du codeur se translate, il peut en arriver de même pour le bout de l'outil, générant ainsi des variations de l'épaisseur découpée répercutées en variations de l'effort de coupe, qui se traduisent finalement par des variations de la vitesse angulaire à la même fréquence. Le même phénomène (la vibration de la broche) génère donc des variations de la vitesse angulaire lue par deux biais différents qui influent sur le comportement de la coupe (déplacement de l'outil) ou simplement sur la vitesse lue (déplacement de la roue). L'utilisation d'un codeur à deux têtes ne corrige que la deuxième influence, ce qui permet de conserver l'observation de la première et d'analyser les répercussions de ces vibrations sur le comportement de la coupe et d'observer précisément des phénomènes tels que le broutement.

3.3 Estimation de l'effort de coupe

3.3.1 Estimation des paramètres du modèle

Le paragraphe 1.3.1.3 (page 30) a permis de démontrer la correspondance théorique entre l'évolution angulaire de la broche et le couple d'usinage. En utilisant la vitesse angulaire obtenue à l'aide de l'échantillonnage angulaire défini précédemment, le but est donc d'observer la faisabilité de cette mesure indirecte. L'équation utile est rappelée ici :

$$\dot{\omega} = k_1 - k_2 \cdot \omega - k_3 \cdot C_u \quad (3.21)$$

Les paramètres $[k_1, k_2, k_3]$ du modèle sont à identifier. Ils sont déterminés en minimisant la somme des carrés des écarts entre l'accélération angulaire calculée par la formule précédente et celle obtenue en dérivant la vitesse angulaire. Cette méthode semble donner de meilleurs résultats (en particulier en terme de convergence) que si le calcul est effectué directement sur le couple d'usinage.

La figure 3.19 représente les courbes d'accélération angulaire et d'effort tangentiel calculés comparativement aux signaux *réels*. L'optimisation des paramètres a donc été réalisée sur l'accélération angulaire et on peut voir effectivement que les deux courbes (graphique du bas) se superposent relativement proprement. Sur le graphique du haut, l'effort calculé est également très proche de l'effort mesuré. En particulier, la *discontinuité* de l'effort avant la sortie matière est bien représentée. La montée de l'effort est également correcte sur sa première partie, mais le maximum est en retard et présente des oscillations qui ne sont pas présentes sur le signal d'effort mesuré. On peut cependant se satisfaire d'une telle représentation, tant l'avantage est grand de pouvoir se passer d'un système dynamométrique pour mesurer les efforts de coupe.

En supposant les frottements négligeables, on peut alors exprimer les paramètres mécanique et de pilotage du moteur selon les équations suivantes :

$$I = 1/k_3 \quad (3.22)$$

$$k_m = \frac{k_1}{k_3} \quad (3.23)$$

$$\omega_s = \frac{k_1}{k_2} \quad (3.24)$$

Les différents paramètres estimés par ces équations pour l'essai présenté sont précisés dans la table 3.2.

ω (rad/s)	k_1 (rad.s ⁻²)	k_2 (s ⁻¹)	k_3 (kg ⁻¹ .m ⁻²)	k_m (N.m)	ω_s (rad/s)	g (%)	I (kg.m ²)
83,6	14211	165	185	77	86,2	2,3	0,0054

TAB. 3.2: Paramètres estimés pour l'essai A7, annexe B.

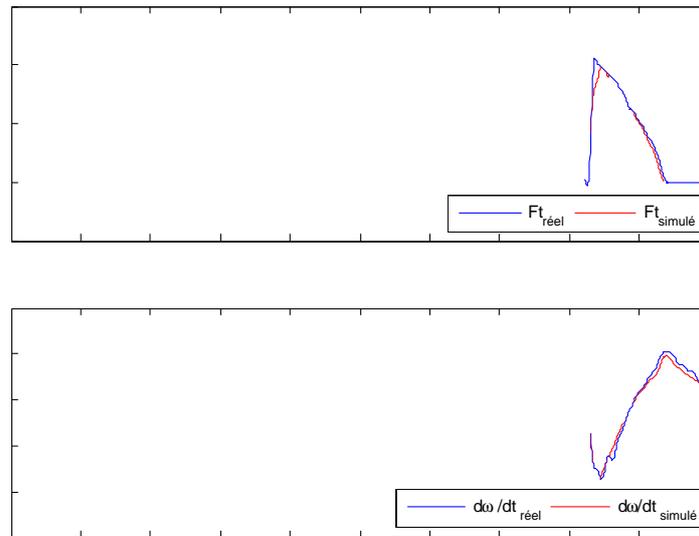


FIG. 3.19: Effort tangentiel et accélération angulaire calculés à partir d'une optimisation sur l'accélération. Essai A7, annexe B

3.3.2 Évolution avec la vitesse angulaire

La figure 3.20 représente les couples d'usinage calculés pour différentes vitesses de coupe, avec des filtrages à différentes fréquences de coupe ¹. On observe très rapidement que le signal du couple reconstruit présente de fortes oscillations qui naissent à l'entrée des dents dans la matière puis s'amenuisent au cours du temps. Il semble donc que les modes propres de la broche viennent perturber l'allure du signal calculé dès qu'ils ne peuvent plus être filtrés. La limite de reconstruction de l'effort de coupe semble être liée à l'interférence entre le spectre de la vitesse angulaire et le spectre de la réponse impulsionnelle de la broche, soit donc pour un outil à 4 dents et suivant la bande passante recherchée entre 1000 et 2000 tr/min

L'évolution des paramètres du modèle pour différentes conditions d'usinage et de calcul est détaillée dans la table 3.3. En supposant les frottements négligeables dans le fonctionnement de la broche, on peut alors calculer les paramètres régissant la commande du moteur (k_m, ω_s). Il est normal de voir évoluer les paramètres k_1 et k_2 , puisqu'ils régissent le fonctionnement du moteur, et que celui-ci évolue suivant le régime. Ainsi, on peut voir que le coefficient k_m augmente, délivrant donc proportionnellement au glissement un couple moteur plus important, et dans le même temps le glissement entre le champs statorique et le rotor diminue. Ce glissement est de l'ordre de 2%, ce qui est cohérent avec le fonctionnement à faible charge de la broche.

¹la bande passante est choisie en utilisant le critère précédemment défini, qui donne une fréquence caractéristique F_0 calculée pour chaque vitesse de coupe utilisée

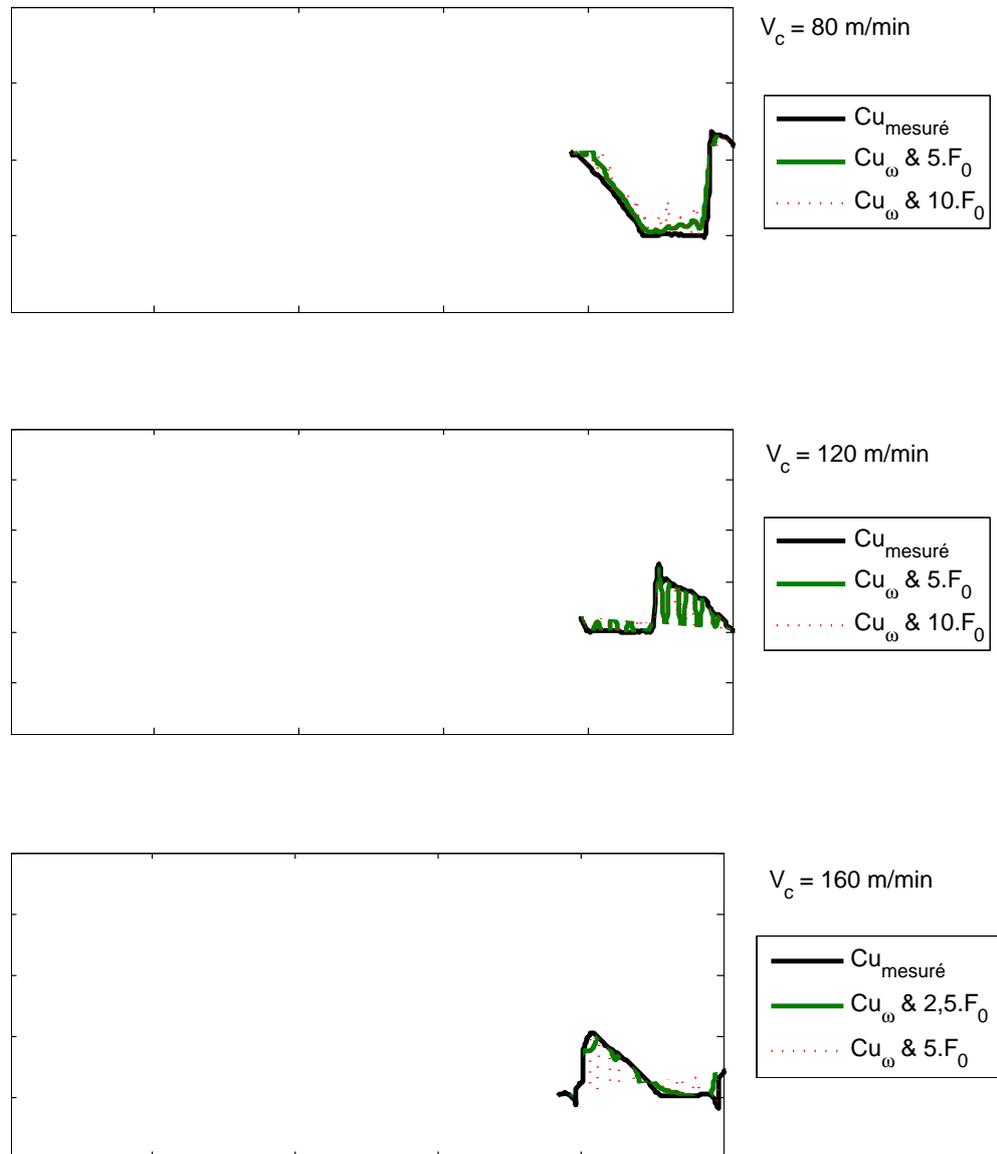


FIG. 3.20: Effort tangentiel et accélération angulaire à fréquence de rotation élevée. Essais A7, A8, A9, annexe B

En revanche, la valeur de k_3 ne devrait pas bouger car ce coefficient ne fait intervenir

3. Caractérisation de l'usinage par la mesure de la vitesse angulaire de la broche

ω (rad/s)	k_1 (rad.s ⁻²)	k_2 (s ⁻¹)	k_3 (kg ⁻¹ .m ⁻²)	k_m (N.m)	ω_s (rad/s)	g (%)	I (kg.m ²)
125,4	17386	136	165	105	127,8	1,9	0,0061
167,2	21714	128	157	138	170	1,6	0,0064

TAB. 3.3: Paramètres estimés pour les essais A8, A9, annexe B.

aucun paramètre variable, et correspond à l'inverse de l'inertie du système en rotation. Ainsi, l'inertie calculée pour le système en rotation semble augmenter avec la vitesse angulaire, ce qui n'est pas très cohérent. De plus, la fiche signalétique du constructeur donne pour I une valeur de $0,015 \text{ kg.m}^2$, ce qui est plus du double de celle estimée. Un essai d'optimisation de k_1 et k_2 avec k_3 fixé à la valeur correspondant à l'inertie donnée par le fabricant est visible sur la figure 3.21. On constate que l'effort calculé est bien loin de l'effort mesuré, que ce soit en charge où il est deux fois plus important, ou à vide où il est fort différent de zéro.

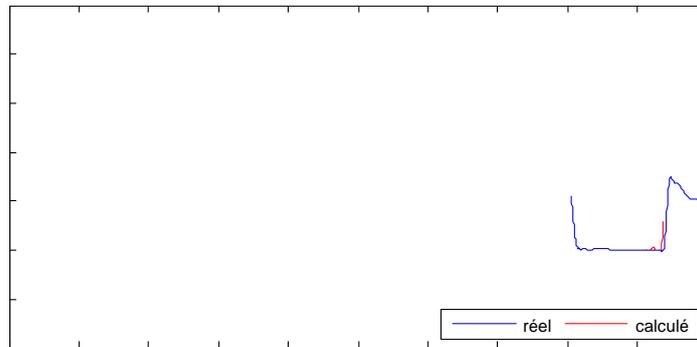


FIG. 3.21: Effort tangentiel calculé à k_3 fixé. Essai A5, annexe B

On observe ainsi que la limite de reconstruction du couple d'usinage est liée non seulement aux fréquences parasitant la lecture du codeur (limite en bande passante), mais également au modèle utilisé qui ne semble pas retranscrire correctement le fonctionnement moteur de la broche. Il apparaît effectivement nécessaire de caractériser les paramètres de pilotage pour différentes conditions opératoires. La puissance moyenne consommée par la broche pourrait être une indication suffisante pour ajuster les coefficients k_m et ω_s . En revanche, la variabilité importante de l'inertie de la broche semble révéler une lacune dans la modélisation, et des analyses plus poussées semblent nécessaires.

3.4 Surveillance de l'usinage par la vitesse angulaire

3.4.1 Constat d'une rupture de dent

L'essai analysé ici est celui qui a conduit à la rupture totale des dents comme le montre la figure 3.22.

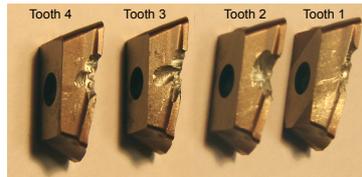


FIG. 3.22: Endommagement des plaquettes après le dernier test d'usinage (essai T6, annexe B)

La vitesse angulaire instantanée est tracée sur la figure 3.23 avec la surface usinée en vis-à-vis pour l'essai précédant le constat de rupture. L'amplitude globale du signal n'est pas constante et quelques irrégularités peuvent être notées. On s'intéresse ici à la vitesse angulaire minimale. Cinq points particuliers du déroulement de cet essai méritent d'être relevés :

1. la fraise est entièrement engagée dans la pièce,
2. la courbe enveloppe de vitesse minimale baisse subitement, et une marque est observée sur la surface de la pièce,
3. la courbe enveloppe de vitesse minimale baisse subitement, ce qui concorde avec l'apparition d'un défaut sur la zone supérieure de la surface usinée, témoin de la rupture partielle d'une dent,
4. la courbe de vitesse minimale subit une dernière marche, correspondant à l'apparition d'un défaut sur toute la largeur de la surface usinée – toutes les dents de la fraise doivent être cassées,
5. la fraise est sortie de la matière, le signal de la vitesse angulaire est constant.

Les particularités observées sur la courbe de vitesse angulaire correspondent donc à des défauts ou des initiations de défauts sur la surface usinée, ce qui est vraisemblablement dû à la rupture des dents jusqu'au stade observé sur la figure 3.22. Afin de préciser cette observation, une analyse plus fine de la vitesse angulaire est réalisée, afin de surveiller non plus l'amplitude globale du signal de vitesse angulaire, mais les ralentissements respectifs dus au passage de chacune des dents.

3.4.2 Observation des ruptures de dent sur la vitesse angulaire

Pour rappel et d'après Prickett [PRI 99], dans le cas du fraisage si une dent est plus usée qu'une autre, alors elle coupera moins de matière et générera moins d'effort. A l'inverse, la dent suivante aura plus de matière à enlever, générant ainsi des efforts plus importants. Concernant les variations de vitesses angulaires, les développements précédents

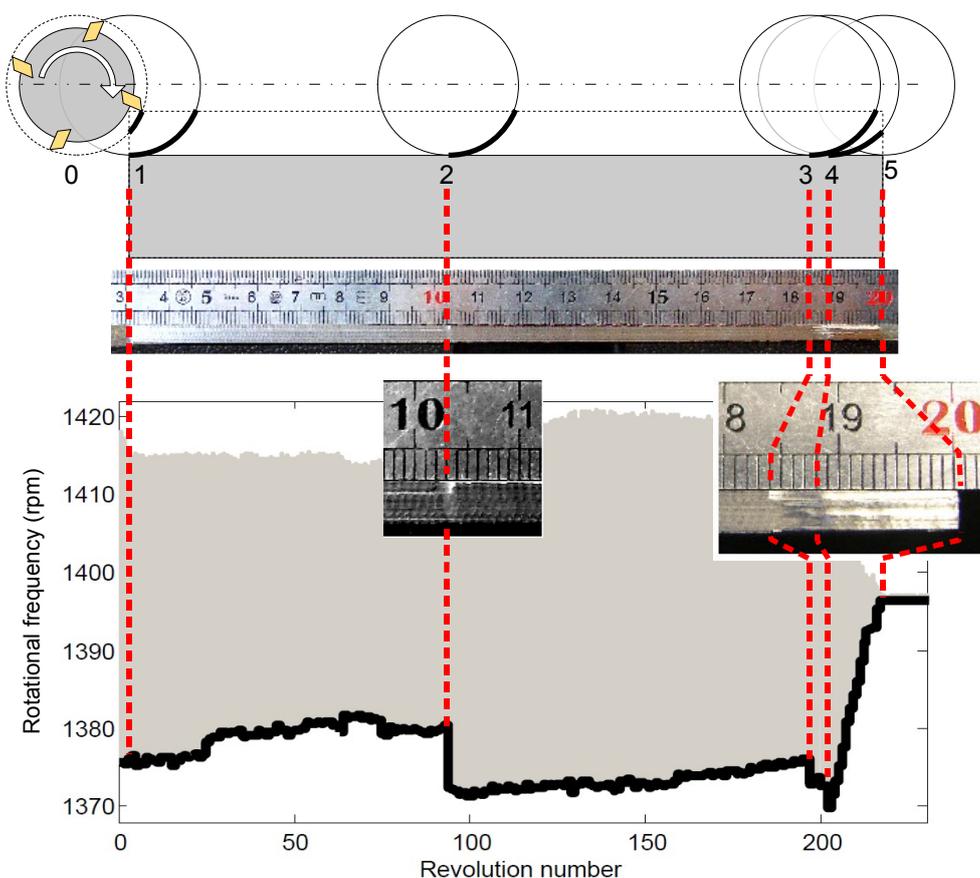


FIG. 3.23: Correspondance entre l'enveloppe des minima de la vitesse angulaire et la surface usinée pour l'essai ayant causé la ruine de l'outil (essai T6, annexe B)

nous assurent le même type d'évolution : dent usée / effort moindre / ralentissement moindre - dent suivante / effort supérieur / ralentissement plus important.

La figure 3.24 présente l'évolution de la vitesse angulaire instantanée autour de la première discontinuité observée. Lors de la rotation 94, la variation de vitesse angulaire due à la dent 1 est subitement moins importante que lors du tour précédent. Dans le même tour, la variation de vitesse angulaire due à la dent 2 est plus importante. L'analyse de la variation de l'amplitude de l'effort de coupe confirme ces variations. Compte tenu des remarques précédentes, on peut donc en déduire que la dent 1 a cassé. Ainsi, elle usinera à partir de cet instant moins de matière, travaillera moins, tout en donnant du travail supplémentaire à la dent 2.

Les deux dernières discontinuités sur l'enveloppe des minima de la vitesse angulaire concernent les rotations 197 à 200, tracées sur la figure 3.25. La situation lors des rotations 195 et 196 est sensiblement la même que lors de la rotation 96 (figure 3.24) : la dent 1 usine très peu, et les dents 2 et 3 font l'essentiel du travail. Par la suite, la situation s'aggrave :

- lors de la révolution 197, la dent 2, surchargée depuis longtemps, casse brutalement

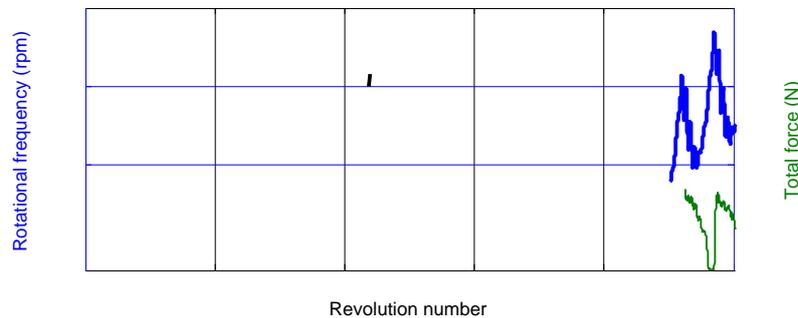


FIG. 3.24: Évolution du ralentissement dû à chacune des dents notées de 1 à 4 (essai T6, annexe B)

- (ralentissement subitement plus faible), ce qui a pour effet de surcharger massivement la dent 3 qui subit le même sort,
- la dent 4 semble récupérer la surcharge laissée par les dents 2 et 3, et le ralentissement que génère son passage est donc très important, elle doit cependant se casser légèrement car la dent 1 devient brutalement chargée à la révolution 198,
 - lors de la révolution 198, la dent 2 casse à nouveau, générant une variation de la vitesse angulaire plus faible, et donc la dent 3 se retrouve surchargée, générant un ralentissement plus important qu’au tour précédent,
 - à la fin de la révolution 199, la dent 4 ne supporte plus la charge et casse, générant une variation de vitesse angulaire plus faible,
 - à partir de la révolution 200, la dent 1 récupère finalement la majorité de la charge d’usinage jusqu’à ce que la fraise sorte complètement de la matière,
 - en fin d’usinage, la dent la plus abimée est donc la dent 2, puis la dent 3, puis la dent 4, et la dent en meilleure état est finalement la dent 1.

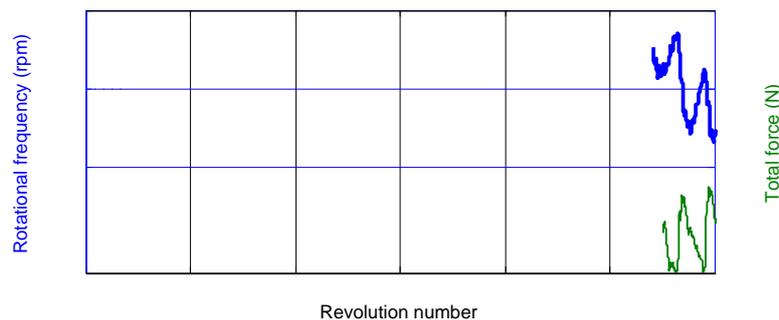


FIG. 3.25: Évolution du ralentissement dû à chacune des dents – deuxième discontinuité (essai T6, annexe B)

La surveillance du ralentissement propre au passage de chacune des dents permet donc de mettre en place une analyse plus fine que la seule vue globale du ralentissement

maximal par tour. Elle permet en particulier de construire des critères mettant en jeu des notions d'antériorité entre les différentes dents, déjà abordés par Altintas [ALT 92] pour les efforts de coupe, ce qui est très utile pour la détection des ruptures.

3.4.3 Surveillance simultanée de chacune des dents

3.4.3.1 Essai menant à la rupture complète des dents de l'outil

Le signal de vitesse angulaire pour l'essai complet est tracé sur la figure 3.26, ainsi que les enveloppes des minima de vitesse dus à chacune des dents. Ces valeurs minimales sont calculées sur un arc correspondant à un quart de tour (durée de passage d'une dent dans la zone de coupe).

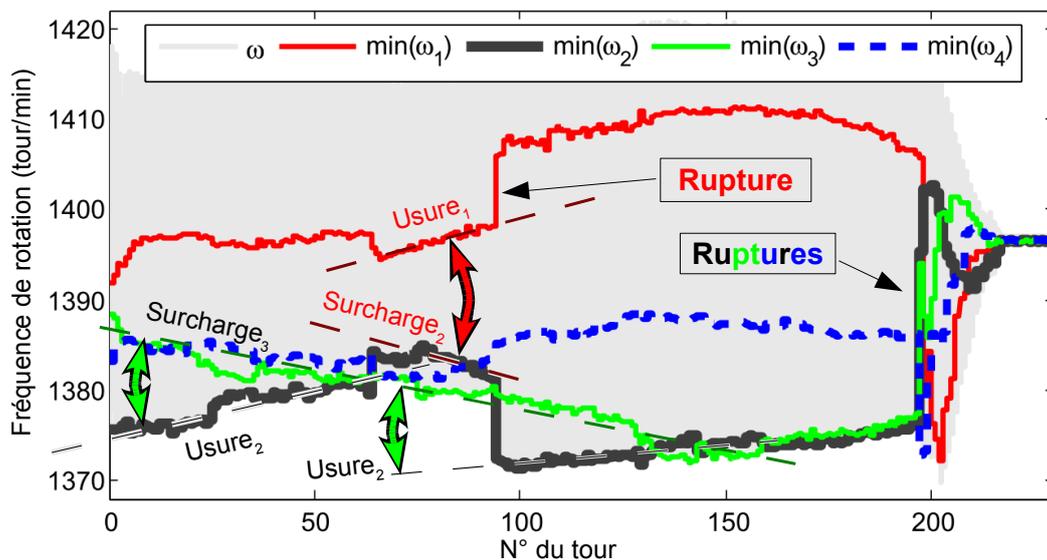


FIG. 3.26: Surveillance des ralentissements propres à chaque dent (essai T6, annexe B)

Rupture des dents

Excepté pour la fin de l'essai, on constate que la dent 1 est celle qui est en permanence la moins chargée. On observe bien la rupture de cette dent au voisinage du 94^{ème} tour, telle qu'elle a été détaillée dans le paragraphe précédent : le ralentissement qu'elle génère devient subitement moins important, alors que celui lié à la dent qui suit augmente dans le même temps. De même, les différentes ruptures des autres dents sont bien observables à la fin de l'essai. La lisibilité de ce graphique laisse donc entrevoir une automatisation de la détection des ruptures relativement aisée, à condition de trouver des indicateurs compatibles avec des usinages plus complexes.

Usure des dents

La dent 1 étant sous chargée tout au long de l'essai, la dent 2 souffre donc d'une charge plus importante que celle des autres dents, et s'use donc plus rapidement. En effet, l'enveloppe des minima de vitesse angulaire dus à la dent 2 remonte progressivement ; dans le même temps, la courbe des minima correspondant à la dent 3 descend peu à peu. Ainsi, on peut constater que la dent 2, qui est surchargée, va s'user régulièrement tout au long de l'essai, se déchargeant sur la dent 3 qui la suit. Progressivement, les dents 2 et 3 deviennent toutes deux surchargées et avec une usure croissante tout au long de l'essai, ce qui peut expliquer leur rupture soudaine à la fin de la passe. De même, on peut observer une discontinuité singulière sur la courbe de la dent 1 vers le 65^{ème} tour, suivi d'une augmentation subite de la vitesse d'usure de la dent 1, tandis que la dent 2 semble supporter une charge croissante. Cette augmentation subite de la vitesse d'usure de la dent 1 conduit rapidement à la rupture précédemment détaillée.

La surveillance simultanée de chacune des dents permet donc de détecter également l'usure progressive des différentes parties actives, qui se traduit ici par une réaction en chaîne et la rupture complète de toutes les dents de l'outil à la fin de l'essai. En outre, cette surveillance montre que la première dent était vraisemblablement ébréchée au début de l'essai observé, puisque le ralentissement qu'elle génère est le plus faible tout au long de l'essai. La même analyse est donc réalisée sur l'essai précédent pour découvrir l'instant pour lequel cette dent a commencé à être défectueuse.

3.4.3.2 Dernier essai avant la rupture complète des dents de l'outil

La figure 3.27 présente le signal de vitesse angulaire et les courbes enveloppes des vitesses minimales de chacune des dents pour l'essai réalisé juste avant celui présenté au paragraphe précédent. Au début de cet essai, la situation semble normale, et toutes les dents provoquent un ralentissement équivalent. La première dent est toutefois un peu plus chargée que les autres alors que la deuxième l'est un peu moins. Ceci pourrait traduire un défaut de montage des plaquettes ou un faux rond de l'outil. À l'approche du centième tour, on peut observer une augmentation subite du ralentissement maximum, qui pourrait être interpréter comme une rupture de dent en première observation.

En observant précisément ce qui se passe pour chacune des dents, on observe en revanche que le ralentissement dû à la dent 1 augmente, et dans le même tour, le ralentissement dû à la dent 2 diminue, ce qui est la situation inverse de la rupture de dent telle que décrite par Prickett. À ce moment là, la dent 1 est alors surchargée, et la dent 2 déchargée. Cela peut être dû à un mauvais montage des plaquettes, et la dent 1 peut avoir légèrement bougé. Dans les dix tours qui suivent, on peut observer que la dent 1 se décharge (usure accélérée due à la surcharge) pendant que la dent 2 se recharge dans les mêmes proportions, mais la dent 1 reste la plus chargée.

À l'approche du tour 140, on observe une inversion des rôles entre les deux premières dents : la dent qui était jusqu'alors surchargée cède, et on lui observe un ralentissement soudain plus faible. La dent 2 se charge alors à nouveau, et devient proportionnellement la dent la plus chargée. La situation est alors identique à celle observée au début du dernier

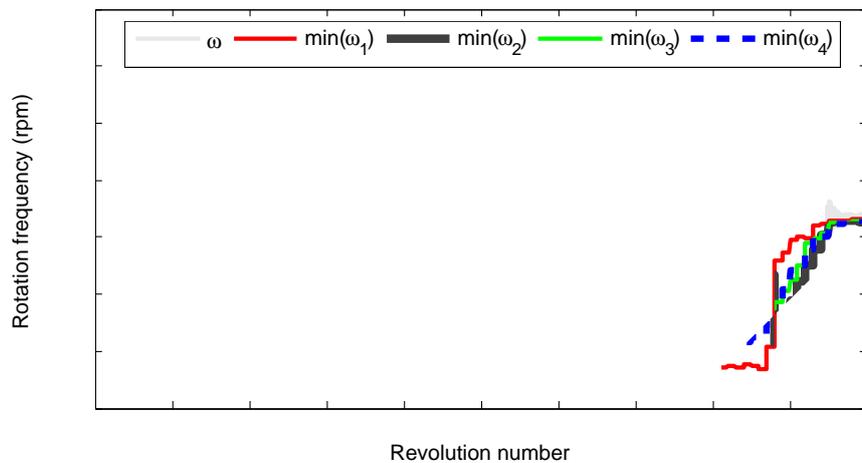


FIG. 3.27: Ralentissements propres à chaque dent pour l'essai précédent (essai T5, annexe B)

essai. Il faut noter également que sur cette dernière rupture, l'amplitude globale du signal de vitesse n'a pas été modifiée, puisque la dent qui a cassé était en surcharge et la dent qui récupère l'excédent de matière était en sous-charge. Cela confirme qu'un critère de surveillance de l'état des différentes parties actives doit mettre en relation des notions d'antériorité entre les dents et entre les tours. Ce type de critère a déjà été abordé par Altintas [ALT 92], mais la localisation angulaire inhérente à l'acquisition est un atout incontestable pour l'efficacité de tels indicateurs.

3.4.4 Fréquence angulaire

Conformément à ce qui a été modélisé dans le chapitre 1 et observé dans la partie 3.2.6.2, les n_z premiers pics du spectre angulaire semblent suffisants pour représenter l'évolution des caractéristiques de l'usinage ($n_z =$ nombre de dents de l'outil). L'avantage du spectre angulaire est également la sûreté de trouver ces pics centrés sur un, deux, ..., n_z évènements par tour quelle que soit la fréquence de rotation, sous réserve de calculer ces spectres pour une quantité de points correspondant à un nombre entier de tours.

Pour suivre l'évolution d'un spectre au cours du temps, une solution est d'utiliser un diagramme temps-fréquence. Dans le même esprit mais pour la discrétisation angulaire utilisée, on peut développer une représentation de l'évolution du spectre angulaire en fonction de l'évolution de la position angulaire de l'outil, ou pour un nombre entier de tours. Le spectrogramme angulaire de l'essai ayant conduit à la rupture totale des dents est représenté sur la figure 3.28. Les différents spectres angulaires sont calculés pour une longueur de quatre tours exactement, sans recouvrement.

Conformément à l'analyse conduite au chapitre 1, on s'aperçoit que le quatrième pic est identique que la dent 1 soit cassée ou non. Le premier pic, et dans une moindre mesure le deuxième, montrent en revanche très bien cette rupture avec une amplitude qui double

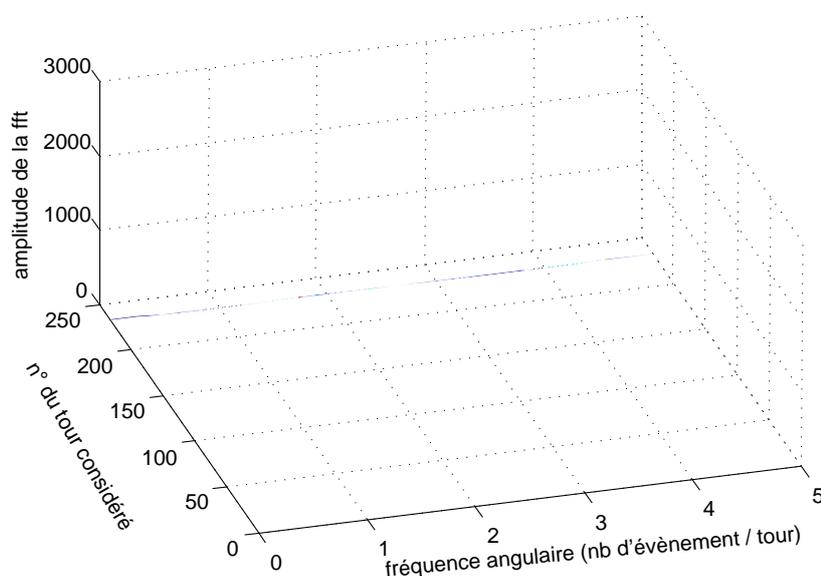


FIG. 3.28: Représentation angle/fréquence angulaire pour l'essai T6, annexe B – les spectres angulaires sont calculés pour 4 tours

à cet instant précis. Il semble donc que la détection d'une rupture de dent puisse être observée par un changement brutal de l'amplitude du premier pic, avec conservation de l'amplitude du quatrième pic (n_z^{ieme} pic pour une fraise à n_z dents).

Concernant l'influence du nombre de tours considéré pour calculer le spectrogramme, c'est à dire la résolution fréquentielle de chaque spectre, la figure 3.29 présente le diagramme du même essai que la figure 3.28, mais avec des spectres calculés pour une longueur égale à un tour (soit une résolution en fréquence angulaire de un événement par tour). Là encore, la rupture de la dent autour du centième tour est très visible, avec le même type d'évolution sur les premiers et quatrièmes pics. Ce graphe montre donc que l'on peut utiliser le critère de saut d'amplitude du premier pic avec maintien du quatrième pic même avec une faible résolution en fréquence angulaire.

3.5 Conclusions sur l'intérêt de la vitesse angulaire

Ce chapitre fait état de l'utilisation potentielle du codeur angulaire nativement implanté sur la broche. L'analyse de la vitesse angulaire obtenue à partir de ce codeur et de deux chaînes d'acquisition a montré que pour des raisons de commodité de calcul et de réaction en temps réel, il valait mieux faire l'acquisition du temps en fonction des positions successives de la broche (utilisation des fronts montant du codeur), plutôt que de réaliser l'échantillonnage du signal du codeur à une fréquence temporelle nécessairement limitée. De plus, cette méthode d'acquisition réalise un échantillonnage angulaire intrinsèque qui permet de conserver la même analyse quelles que soient les

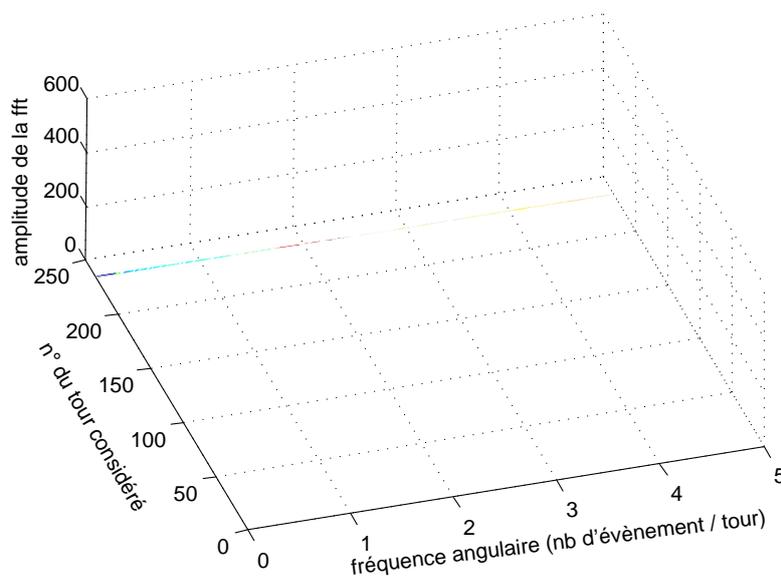


FIG. 3.29: Représentation angle/fréquence angulaire pour l'essai T6, annexe B – les spectres angulaires sont calculés pour 1 tour

conditions de vitesse angulaire. L'analyse spectrale de la vitesse angulaire ainsi obtenue pour des cas d'usinage a mis en lumière l'apparition de fréquences de résonance à partir de 600 Hz, qui se sont révélées correspondre aux premiers modes de flexion de la broche. Une modélisation de la perturbation du signal de vitesse angulaire induite par les modes de flexions de la broche permet d'envisager une correction par ajout d'une tête de lecture sur le codeur, mais révèle également la possibilité d'utiliser ces perturbations pour détecter en usinage ces fréquences propres et leur évolution avec la fréquence de rotation de la broche.

La reconstruction du couple d'usinage à partir des paramètres de vitesse et d'accélération angulaire a donné de très bons résultats pour de faibles fréquences de rotation. En revanche, alors que la vitesse angulaire peut présenter assez peu de vibration, le fait d'introduire l'accélération – et donc un paramètre dérivé de la vitesse – amplifie considérablement ces vibrations liées aux modes propres de la broche et limite assez rapidement l'utilisation de cette reconstruction. De plus, le modèle utilisé ne doit pas prendre en considération suffisamment de paramètres et les constantes calculées ne sont pas réutilisables directement d'une vitesse angulaire à une autre.

L'observation des simples variations de vitesses angulaires a permis de valider la possibilité de détecter l'apparition soudaine de ruptures sur des dents, mais également de surveiller des évolutions plus progressives de l'état des différentes parties actives. Les variations de vitesse angulaire permettent également de détecter des changements de comportement dans l'usinage qui ne correspondent *a priori* pas directement à un phénomène d'endommagement des parties actives, mais qui semblent toutefois y conduire.

Enfin, la définition d'un spectrogramme angulaire, mettant en jeu l'évolution d'un

spectre angulaire en fonction de la position angulaire de l'outil a montré l'efficacité de la surveillance des seuls paramètres fréquentiels représentatifs de l'usinage, à savoir les valeurs du premier pic fréquentiel à un évènement par tour et du quatrième pic à quatre évènements par tour (pour une fraise à quatre dents). L'utilisation de ce spectrogramme angulaire dans la détection de l'apparition des défauts de la fraise peut être un avantage sur l'observation des variations de vitesse angulaire, en ce sens où il peut être moins sensible à l'apparition des vibrations dues aux modes propres de la broche. Ces modes propres limitent toutefois toute observation au delà de 600 Hz.

3. Caractérisation de l'usinage par la mesure de la vitesse angulaire de la broche

Conclusions et perspectives

Conclusions

L'observation du déroulement de l'usinage est une tâche ardue et souvent limitée par la capacité des moyens utilisés. Dans ce mémoire, deux approches ont été détaillées pour étudier respectivement la mesure des efforts de coupe et l'utilisation de la vitesse angulaire instantanée de la broche.

Concernant les efforts de coupe, l'utilisation d'une modélisation classique a montré les difficultés liées au procédé. La rotation de l'outil impose des trajectoires des parties coupantes dans la matière très particulières, ce qui génère des efforts de coupe continuellement variables par morceaux et donc discontinus entre chaque morceau. Cette spécificité a amené la définition d'un critère de bande passante pour l'opération de fraisage en roulant avec un outil à plusieurs parties actives. Ce critère de bande passante a été vérifié par des essais expérimentaux. L'exploitation des mesures d'effort effectuées à partir d'une table dynamométrique a montré les limites de celle-ci à retranscrire qualitativement des informations au delà de 1 kHz sans correction. Par contre, l'utilisation d'une représentation de type temps-fréquence a révélé la transcription qualitative d'informations à haute fréquence jusqu'à 25 kHz. Une analyse de la réponse fréquentielle de la table dynamométrique a donc été réalisée, révélant l'importance du couplage entre les différents axes de mesure au delà de 2 kHz. Une méthode de correction des efforts de coupe mesurés a également été proposée, mais son utilisation est restée limitée à cette fréquence de 2 kHz. La réponse de la table à haute fréquence a toutefois été confirmée et utilisée de manière qualitative jusqu'à 16 kHz.

L'utilisation de la vitesse angulaire s'est montrée très efficace pour observer le déroulement de l'usinage, avec l'énorme privilège de ne pas introduire de modifications sensibles dans le système usinant. Une première modélisation simple du comportement de la broche en rotation a permis de mettre en avant les avantages de l'utilisation de ce signal. En particulier, il est apparu que les variations de vitesse angulaire générées par le passage de chacune des dents étaient proportionnelles aux travaux des efforts de coupe sur ce même intervalle. Ceci a été démontré comme étant un atout très important pour détecter les modifications du comportement de l'usinage. L'évolution brusque de ces variations de vitesse, associée à des critères d'antériorité par tour et entre les dents a permis de mettre en évidence l'apparition des ruptures successives des différentes dents de l'outil utilisé. De même, une évolution plus douce de ces variations de vitesse propres à chaque dents, avec les mêmes critères d'antériorité, permet de détecter l'usure progressive des parties actives les plus fragiles et la surcharge des dents de l'outil les plus robustes. La mise en

œuvre du modèle de la broche en rotation a également permis de reconstruire le couple d'usinage en utilisant exclusivement les valeurs de la vitesse angulaire et d'accélération angulaire. L'exploitation du signal de vitesse angulaire semble toutefois perturbée à partir de 600 Hz par les modes propres en flexion de la broche. À des fréquences plus élevées, d'autres types de modes propres de la broche peuvent intervenir également comme des modes de torsion. Toutes ces exploitations et les possibilités de surveillance en temps réel sont rendues possibles par l'utilisation d'un échantillonnage angulaire, caractérisé par la mesure du temps en fonction de la position angulaire de la broche. Cette spécificité permet ensuite d'opter pour des représentations de type *angulaire*, plutôt que *temporelle*. Ainsi, l'évolution du signal de vitesse angulaire instantanée est représentée suivant la position angulaire de la broche, et les caractéristiques fréquentielles sont représentées en utilisant une fréquence événementielle angulaire, définissant le nombre d'évènements par unité d'angle (radian ou tour). Un spectrogramme angulaire représentant la fréquence angulaire en fonction de la position angulaire de la broche permet de suivre l'évolution du spectre angulaire au cours de l'usinage. Ce spectrogramme angulaire est donc très utile pour détecter l'apparition des ruptures de dents dans le domaine fréquentiel. Enfin, il faut noter que la vitesse angulaire a été obtenue à partir du codeur nativement implanté sur la broche et qu'aucune modification n'a été nécessaire dans l'instrumentation de la machine pour intégrer un capteur. La qualité des résultats obtenus par ce biais permet de présager la surveillance de l'usinage tout en évitant de suréquiper la machine avec trop de capteurs annexes, le codeur angulaire étant de toutes façons nécessaire au fonctionnement de la broche.

Perspectives

La mesure des efforts de coupe et la correction des platines dynamométriques ont été maintes fois étudiées. Les limites rencontrées durant les travaux jusqu'alors développés concernent l'apparition du couplage entre les axes de mesure et la qualité modérée de la caractérisation fréquentielle à haute fréquence. La marge de progression semble donc assez restreinte et doit pouvoir être résolue en effectuant une caractérisation très fine de la réponse de la table dynamométrique très consommatrice de temps d'expérimentation. Pour ces raisons, cette méthode ne semble pas promise à une exploitation industrielle aisée.

L'utilisation de la vitesse angulaire de la broche s'est montrée très prometteuse, et a été orientée essentiellement vers la détection de la rupture d'outil. La limitation à son utilisation dans ce cadre est l'interférence des modes de flexion qui viennent polluer le signal de vitesse angulaire en ajoutant une vibration en translation de la roue du codeur devant la tête de lecture. Deux grandes idées peuvent alors être développées à partir de cette observation.

La première idée est d'empêcher ou de corriger l'apparition de cette vibration parasite sur le signal. Une première perspective est alors d'implanter le codeur angulaire à un endroit plus optimisé, a priori au plus proche d'un roulement afin de se trouver sur un nœud de vibration. L'utilisation de nouveaux roulements avec des codeurs intégrés est une solution à étudier, combinant à la fois la robustesse de l'implantation du codeur et une

position stratégique le long de la broche. Une deuxième perspective peut être envisagée pour compléter la robustesse du filtrage des vibrations parasites : plutôt que de vouloir à tout prix augmenter la rigidité de la broche ou optimiser la position du codeur, il peut être suffisant de corriger le signal de vitesse angulaire et enlever l'influence de ces vibrations. L'ajout d'une tête de lecture sur le codeur diamétralement opposée à la première peut permettre de soustraire l'influence de ces modes propres. En effet, relativement à la vitesse angulaire lue par chacune des têtes, ces modes propres vont influencer dans des sens opposés et pourront s'annuler en effectuant une moyenne de ces deux signaux. Ce capteur à deux têtes pourrait également permettre de corriger des effets de faux rond ou d'excentricité. Une troisième perspective serait d'envisager le même type de correction que celle réalisée pour l'effort de coupe, à savoir une correction de la réponse fréquentielle de la mesure.

La deuxième idée concernant la perturbation du signal de vitesse angulaire par les modes propres de flexion est non plus de supprimer les vibrations générées, mais de les utiliser afin de caractériser directement les modes de flexion en cours d'usinage. En effet, on sait aujourd'hui que ces modes propres ont tendance à évoluer lorsque la fréquence de rotation augmente, et leur estimation par les moyens conventionnels (marteau de choc et accéléromètre ou vibromètre) n'est pas évidente à mettre en œuvre lorsque la broche tourne à grande vitesse angulaire. En première perspective, un spectrogramme représentant l'évolution du spectre fréquentiel de la vitesse angulaire en fonction de la fréquence de rotation de la broche pendant une phase d'usinage à vitesse de coupe accélérée pourrait permettre de révéler des fréquences parasites et de suivre leur évolution depuis les fréquences connues par le sonnage de la broche à l'arrêt. Une deuxième perspective consiste à utiliser le codeur angulaire avec deux têtes de lecture et de soustraire les deux signaux de vitesse angulaire au lieu de considérer la moyenne. Ainsi, l'information liée aux variations naturelles de la vitesse angulaire disparaît et seule l'information de vibration de la roue du codeur est conservée, ce qui permet d'être plus précis sur le contenu fréquentiel du signal résultant.

Concernant l'implantation d'un nouveau capteur avec une architecture adéquate (deux têtes), il pourrait être utile également de considérer un capteur présentant des qualités améliorées en terme de précision comparativement au codeur initialement intégré. En effet, l'acquisition angulaire et la représentation angulaire ont été développées pour étudier des systèmes discrets en rotation dont font partie les liaisons à roulements. Ces roulements étant la partie sensible des broches d'usinage, il peut être judicieux de chercher à détecter l'apparition des défauts sur ces éléments afin d'intervenir avant une ruine totale de la broche. Les défauts de roulement étant de taille significativement plus faible que les ruptures de dent observées, un codeur angulaire de grande qualité semble nécessaire.

Si la correction de la vitesse angulaire ou l'utilisation d'un codeur angulaire judicieusement implanté permet d'obtenir un signal de vitesse angulaire propre quelle que soit la fréquence de rotation, une exploration de la capacité de ce signal à très haute fréquence de rotation devra être réalisée. Il est important de noter que cette étude ne peut être réalisée précisément que si la technique de l'échantillonnage angulaire est utilisée. En effet, la limite en fréquence des horloges associées aux cartes de comptage est très élevée et permet une acquisition très précise à grande fréquence de rotation. La fréquence d'acquisition

des cartes *conventionnelles* est quand à elle plus limitée et ne permet donc pas d'obtenir la même précision dans les mesures ni la même facilité de représentation et de localisation dans le domaine angulaire. L'observation à grandes fréquences de rotation pourrait permettre de détecter d'autres phénomènes que ceux constatés jusqu'à présent, tels que des résonances de la broche en torsion ou des comportements de la coupe différents.

Concernant la coupe, l'opération d'usinage qui a été étudiée est une opération simple de fraisage sur le flanc. Il conviendrait donc de mettre en œuvre les techniques abordées dans ce mémoire à des géométries de pièces plus complexes avec des conditions d'usinage différentes faisant intervenir par exemple du surfaçage (usinage en bout) ou des géométries d'outil particulières (outil boule). Le rayon de l'outil utilisé était relativement important (32 mm), générant ainsi un couple d'usinage sur la broche naturellement intensifié. Il serait intéressant d'observer l'effet de l'usinage avec des outils de plus faibles diamètres pour valider l'existence de variations de vitesse angulaire observables.

Enfin, si les modes propres de la broche sont visibles sur le signal de vitesse angulaire, ce ne sont pas les seuls à pouvoir modifier le comportement de la coupe. Les modes propres des pièces peuvent également générer des vibrations à l'interface pièce/outil. Dans l'un ou l'autre cas, ces vibrations peuvent traduire un phénomène de broutement de la coupe qui est très néfaste pour la sécurité des éléments et le bon déroulement de l'usinage. Si les signaux de vitesse angulaire se révèlent consistants vis à vis de la détection du broutement, cela permettrait de développer des indicateurs capables de détecter un des phénomènes les plus anciens et les plus problématiques de l'usinage.

Annexe A

Sonnage de la broche

A.1 Matériel et méthode

La caractérisation fréquentielle de la broche (sonnage) a été réalisée selon la technique d'analyse modale au marteau de choc. La situation de test est visible sur la figure A.1. L'outil implanté dans la broche est celui ayant servi aux différents essais d'usinage, et le marteau impacte directement le porte-outil. Le matériel de test utilisé est détaillé dans le tableau A.1. Il reprend la chaîne d'acquisition temporelle utilisée pour la caractérisation de la table dynamométrique et la mesure des efforts de coupe. Le traitement du signal est effectué en utilisant les fonctions appropriées de Matlab (*tffestimate*, *fcor*).

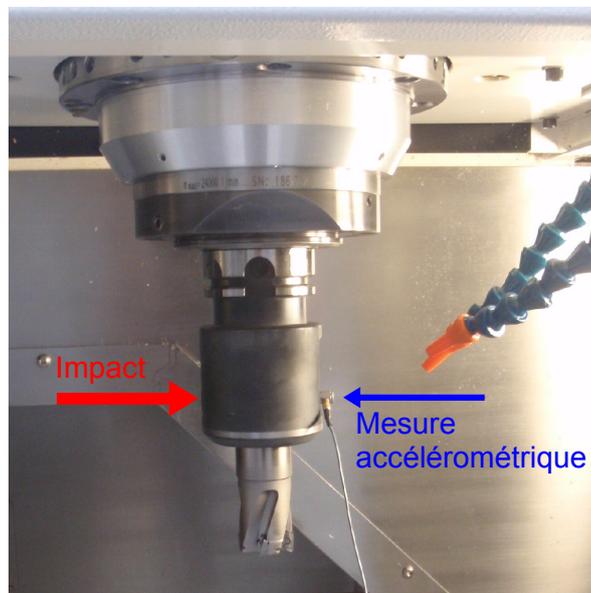


FIG. A.1: Montage utilisé pour le sonnage de la broche (direction X)

TAB. A.1: Matériel utilisé pour le sonnage de la broche

Marteau de choc	accéléromètre	conditionneur	carte d'acquisition
Dytran 5800A3	Dytran 3035A1G	PCB 482C15	NI 4472

La broche est testée dans deux directions correspondant aux axes de déplacements non verticaux de la machine (\vec{x} et \vec{y}). Pour chaque direction de sollicitation, la réponse en fréquence de la broche est calculée pour un seul impact. Une moyenne de plusieurs réponses pour une même direction ne sollicitation de modifie pas les formes des spectres.

A.2 Fonctions de réponse en fréquence

Les différentes fonctions de réponse en fréquence sont visibles sur les figures A.2 et A.3. On peut remarquer que les réponses ne sont pas identiques suivant les axes de sollicitation-observation. En particulier, la réponse de l'axe Y présente trois pics bien distincts entre 600 Hz et 1000 Hz, alors que la réponse de l'axe X est plus perturbée avec six pics sur une plage fréquentielle sensiblement identique. Les différentes fréquences de résonances identifiées sont résumées dans le tableau A.2, ainsi que leur direction et leur importance.

TAB. A.2: Fréquences de résonance de la broche à l'arrêt

Axe X (Hz)	241	606	672	760	824	878	977	1053	2000	4290
Importance	-	+	+	++	-	++	++	++	-	+++
Axe Y (Hz)	340	618			864		975		2000	4280
Importance	-	++			++		++		-	+++

Bien que les réponses suivant chacun des axes ne soient pas identiques, les zones de résonances sont similaires. Plus précisément, certaines fréquences de résonances semblent être couplées entre les deux axes, notamment autour de 610 Hz, 870 Hz et 975 Hz. Enfin, pour les plus hautes fréquences, on peut voir un comportement similaire entre les réponses des deux axes. En particulier, l'allure des courbes au-delà de 1500 Hz semble identique, avec un pic de faible amplitude à 2000 Hz et un pic de forte amplitude proche de 4300 Hz. La réponse de la broche pour les fréquences supérieures n'est pas étudiée car l'impact ne fournit plus suffisamment d'énergie pour calculer une réponse convenable.

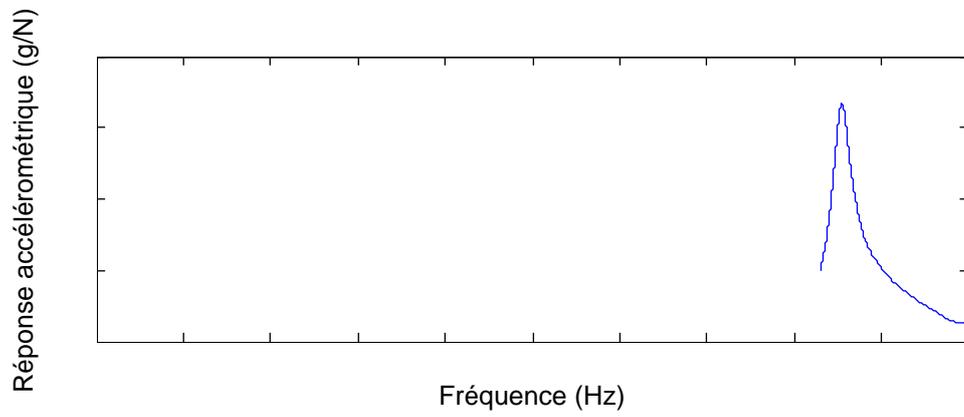


FIG. A.2: Sonnage suivant l'axe Y

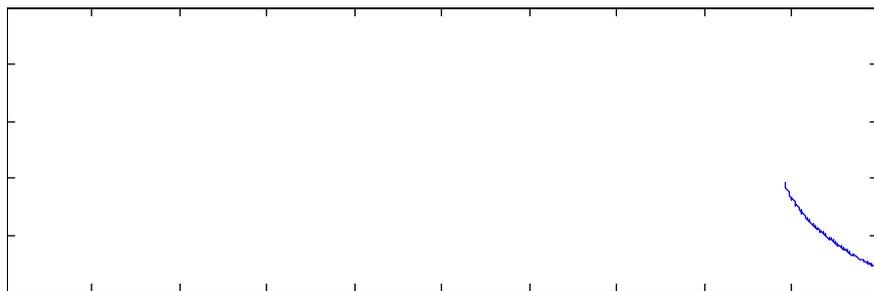


FIG. A.3: Sonnage suivant l'axe X

Annexe B

Essais exploités dans le mémoire

Essais dans l'acier

L'acier utilisé est le AISI 4340 qui a été étudié lors de précédents travaux [BEL 05]. Cet acier a été durci par traitement thermique jusqu'à 43 HRc. Les différents essais ont été réalisés dans l'ordre du tableau ci-dessous (table B.1), avec des arêtes neuves au début de l'essai A1 (nuance Mitsubishi VP15TF). La longueur d'usinage pour ces essais était de 40 mm, pour un engagement axial de la fraise de 3 mm (épaisseur de la plaque).

TAB. B.1: Enchaînement des essais dans l'acier, avec $a_p = 3$ mm

Essai	V_C (m/min)	f_z (mm/dt)	a_e (mm)	Divers	Figures concernées
A1	40	0,1	5	lubrification	
A2	80	0,1	5	lubrification	2.15
A3	120	0,1	5	lubrification	2.15
A4	120	0,1	5	à sec	2.15
A5	80	0,1	5	à sec	2.15, 3.21
A6	160	0,1	5	à sec	
A7	80	0,2	5	à sec	3.15, 3.16, 3.19, 3.20
A8	120	0,2	5	à sec	2.8, 3.15, 3.16, 3.20
A9	160	0,2	5	à sec	2.3, 2.4, 2.6, 2.7, 2.8, 2.14 3.15, 3.16, 3.20

Essais dans le titane

Le deuxième type d'essai exploité dans le mémoire concerne des usinages dans un alliage de titane. Celui-ci est du TA6V recuit fourni en bloc de 160/120/50 mm. Une plaque de 4 mm d'épaisseur a été débitée dans ce bloc par électroérosion à fil, conservant ses plus grandes dimensions. La mise en position sur la machine d'un tel bloc (sur la tranche) étant chose peu aisée, la première passe réalisée sur la face libre afin de garantir une épaisseur constante sur toute la plaque a atteint partiellement son objectif, et une moitié de plaque voit son épaisseur varier de 3,8 mm (en bout de plaque) jusqu'à 4 mm (milieu de plaque jusqu'au bord suivant).

Les tests d'usinages ont ensuite été enchainés selon la table B.2, les arêtes de coupe étant neuves au début du premier test d'usinage.

TAB. B.2: Enchainement des essais dans le TA6V, avec $a_p = 4$ mm

Essai	V_C (m/min)	f_z (mm/dt)	a_e (mm)	Divers	Figures concernées
T0	100	0,1	5	à sec	
T1	120	0,1	5	lubrification	3.13
T2	120	0,2	5	lubrification	
T3	140	0,1	5	lubrification	
T4	140	0,2	5	lubrification	
T5	140	0,3	5	lubrification	3.27
T6	140	0,2	10	lubrification	3.14, 3.23, 3.24, 3.25 3.26, 3.28, 3.29

Nomenclature

$[C]$	Matrice des fonctions de cohérence du dynamomètre (3×3)(sans unité)
$[F]$	Vecteur des efforts appliqués au dynamomètre (3×1)
$[H]$	Matrice des fonctions de transfert du dynamomètre (3×3)
$[K]$	Vecteur des efforts mesurés (3×1)
α	Angle d'orientation de la vibration de la roue du codeur angulaire par rapport à la direction de la vitesse vue (rad)
$\Delta\theta$	Intervalle angulaire de prise de matière (rad)
$\delta\theta$	Défaut de position angulaire d'une dent (rad)
$\Delta\theta(n)$	Intervalle angulaire pour l'échantillon n , $n \in (1, \dots, nb_{ech})$ (rad)
$\Delta\theta(n)$	Intervalle angulaire pour l'échantillon n , $n \in (1, \dots, nb_{ech})$
$\Delta\theta_i^e$	Valeur estimée de l'intervalle angulaire i , $i \in (1, \dots, nb_{raies})$ (rad)
$\Delta\theta_{i,j}$	Valeur réelle de l'intervalle angulaire i parcouru au tour j , $i \in (1, \dots, nb_{raies})$, $j \in (1, \dots, nb_{tour})$ (rad)
$\Delta\theta_i$	Valeur de l'intervalle angulaire i considéré stationnaire $i \in (1, \dots, nb_{raies})$ (rad)
δR	Défaut de position radiale d'une dent (mm)
$\Delta t(n)$	Intervalle temporel pour l'échantillon n , $n \in (1, \dots, nb_{ech})$ (s)
$\Delta t_{i,j}$	Valeur de la durée correspondant au parcours de l'intervalle angulaire i au tour j , $i \in (1, \dots, nb_{raies})$, $j \in (1, \dots, nb_{tour})$ (s)
$\delta()$	Dirac
Δ_x	Période spatiale de segmentation du copeau (m)
$\delta_x()$	Peigne de Dirac x-périodique
$\dot{\omega}$	Accélération angulaire de la broche (rad.s^{-2})
\dot{u}	Vitesse de vibration de la roue du codeur angulaire (m/s)
\mathcal{F}	Transformée de Fourier angulaire

Nomenclature

\mathcal{F}_t	Transformée de Fourier temporelle
\mathcal{H}	Transformée de Hilbert
ν	Fréquence évènementielle angulaire (évènement/rad)
ν_0	Fréquence angulaire caractéristique de l'opération de fraisage (év./rad)
ω	Vitesse angulaire de la broche (rad/s)
$\omega(n)$	Valeur de la vitesse angulaire pour l'échantillon n , $n \in (1, \dots, nb_{ech})$ (rad/s)
$\omega_{i,j}^{cor}$	Valeur corrigée de la vitesse angulaire sur l'intervalle angulaire i au tour j , $i \in (1, \dots, nb_{raies})$, $j \in (1, \dots, nb_{tour})$ (rad/s)
ω_0	Vitesse angulaire moyenne (rad/s)
ω_s	Vitesse angulaire du champs magnétique du stator de broche (rad/s)
ω_{c1}	Vitesse angulaire vue par la tête de lecture 1 (rad/s)
ω_{c2}	Vitesse angulaire vue par la tête de lecture 2 (rad/s)
$\omega_{i,j}$	Valeur de la vitesse angulaire lors du parcours de l'intervalle angulaire i au tour j , $i \in (1, \dots, nb_{raies})$, $j \in (1, \dots, nb_{tour})$ (rad/s)
ϕ_{1X}	Déphasage de l'enveloppe du signal codeur X , $X \in (A, B)$ (rad)
ϕ_{2X}	Déphasage du signal codeur X , $X \in (A, B)$ (rad)
θ, θ_i	Angle d'orientation de la fraise, de la dent $i - i \in (1, \dots, n_z)$ – par rapport à la direction d'avance (rad)
θ_d	Angle de dégagement d'une dent de la fraise de la matière (rad)
θ_e	Angle d'engagement d'une dent de la fraise dans la matière (rad)
θ_{med}	Position médiane d'une dent de la fraise dans l'intervalle angulaire de prise de matière (rad)
$\varepsilon_\theta(t)$	Écart entre la position angulaire théorique et la position angulaire calculée pour une rotation à vide (rad)
$\widehat{\Delta t}_i$	Durée moyenne du parcours de l'intervalle angulaire i , $i \in (1, \dots, nb_{raies})$ (s)
$\widehat{\varepsilon_\theta(\theta)}$	Valeur de la signature du codeur angulaire pour chaque position θ (rad)
A, A^*, Ad	Signal <i>sinus</i> issu du codeur angulaire, son complémentaire, le différentiel (V)
a_e	Engagement radial de l'outil (mm)
a_p	Engagement axial de l'outil (mm)
B, B^*, Bd	Signal <i>cosinus</i> issu du codeur angulaire, son complémentaire, le différentiel (V)
C_f	Couple de frottement global dans la broche (N.m)

C_m	Couple moteur de la broche (N.m)
C_u	Couple d'usinage (N.m)
C_{ij}	Fonction de cohérence pour un effort appliqué selon j et mesuré suivant i , $i, j \in (x, y, z)$ (domaine fréquentiel)
C_{sec}	Couple de frottement sec de la broche (N.m)
D	Diamètre de l'outil (mm)
e_i	Épaisseur algébrique découpée par la dent i , $i \in (1, \dots, n_z)$ (mm)
f	Variable fréquentielle (Hz)
F_0	Fréquence temporelle caractéristique de l'opération de fraisage (Hz)
f_e	Fréquence d'échantillonnage temporel (Hz)
F_j	Effort appliqué au dynamomètre dans la direction j , $j \in (x, y, z)$ (domaine fréquentiel)
f_s	Fréquence temporelle liée à la segmentation du copeau (Hz)
f_u	Fréquence pour laquelle une fonction de cohérence est inférieure à 0,75
f_z, f_{zi}	Avance par dent, pour la dent i , $i \in (1, \dots, n_z)$ (mm)
f_{cl}	Fréquence de l'horloge de la carte d'échantillonnage angulaire (Hz)
F_{r_i}	Effort de coupe radial à l'outil pour la dent i , $i \in (1, \dots, n_z)$ (N)
F_{t_i}	Effort de coupe tangentiel à l'outil pour la dent i , $i \in (1, \dots, n_z)$ (N)
g	Glissement entre le champs magnétique du stator et le rotor de broche (sans unité)
h, h_i	Épaisseur découpée, par la dent i , $i \in (1, \dots, n_z)$ (mm)
h_0	Épaisseur de référence pour la loi d'effort de coupe (mm)
H_{ij}	Fonction de transfert du dynamomètre pour un effort appliqué selon j et mesuré suivant i , $i, j \in (x, y, z)$ (domaine fréquentiel)
I	Inertie de l'ensemble {broche-outil} (kg.m^2)
k_1, k_2, k_3	Coefficients du modèle d'interaction couple d'usinage / dynamique angulaire ($\text{rad.s}^{-2})(\text{s}^{-1})(\text{kg}^{-1}.\text{m}^{-2})$)
K_i	Effort mesuré dans la direction i , $i \in (x, y, z)$ (domaine fréquentiel)
k_m	Coefficient de proportionnalité entre le glissement et le couple moteur de la broche (N.m)
K_X	Facteur d'amplitude du signal codeur X , $X \in (A, B)$ (V)
K_{r_0}	Coefficient spécifique de coupe radial de référence (MPa)

Nomenclature

K_{t_0}	Coefficient spécifique de coupe <i>tangentiel</i> de référence (MPa)
K_{visc}	Coefficient de frottement visqueux de la broche (N.m.rad ⁻¹ .s)
N	Fréquence de rotation (tour/min)
n_z	Nombre de dents de l'outil
nb_{raies}	Nombre d'impulsion par tour du codeur, résolution du codeur
$Np_{i,j}$	Nombre d'impulsions de l'horloge pendant le parcours de l'intervalle angulaire i au tour j , $i \in (1, \dots, nb_{raies})$, $j \in (1, \dots, nb_{tour})$
p_r	Exposant de la loi d'effort de coupe <i>radial</i>
p_t	Exposant de la loi d'effort de coupe <i>tangentiel</i>
R, R^*, Rd	Signal <i>top tour</i> issu du codeur angulaire, son complémentaire, le différentiel (V)
R, R_i	Rayon de l'outil, de la dent i , $i \in (1, \dots, n_z)$ (mm)
R_{codeur}	Rayon de la roue du codeur angulaire (m)
$S_{K_i F_j}, S_{F_j F_j}$	Densité spectrale de puissance : inter-spectre et auto-spectre (domaine fréquentiel)
T	Période de passage des dents (s)
t	Variable temporelle (s)
V_C	Vitesse de coupe (m/min)
V_f, \underline{V}_f	Vitesse d'avance (mm/min),(mm/s)
V_{codeur}	Vitesse vue par la tête de lecture du codeur (m)
w_i	Fonction définissant la présence de la dent i dans l'intervalle angulaire de prise de matière, $i \in (1, \dots, n_z)$
W_{mAB}, W_{uAB}	Travail du couple moteur/d'usinage entre les positions angulaires θ_A et θ_B (J)

Bibliographie

- [ALB 05] ALBRECHT A., PARK S. S., ALTINTAS Y., PRITSCHOW G.
High frequency bandwidth cutting force measurement in milling using capacitance displacement sensors. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 45, n° 9, 2005, p. 993 - 1008.
- [ALT 92] ALTINTAS Y.
Prediction of cutting forces and tool breakage in milling from feed drive current measurements. *Journal of engineering for industry*, vol. 114, n° 4, 1992, p. 386–392, American Society of Mechanical Engineers.
- [ALT 04] ALTINTAS Y., PARK S. S.
Dynamic compensation of spindle integrated force sensors. *Manufacturing Technology*, vol. 53, 2004, p. 305-308.
- [AME 06] AMER W., GROSVENOR R., PRICKETT P.
Sweeping filters and tooth rotation energy estimation (TREE) techniques for machine tool condition monitoring. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 46, n° 9, 2006, p. 1045 - 1052.
- [BAN 07] BANERJEE B.
The Mechanical Threshold Stress model for various tempers of AISI 4340 steel. *International Journal of Solids and Structures*, vol. 44, n° 3-4, 2007, p. 834–859, Elsevier.
- [BAS 07] BASSIUNY A., LI X.
Flute breakage detection during end milling using Hilbert-Huang transform and smoothed nonlinear energy operator. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 47, n° 6, 2007, p. 1011 - 1020.
- [BEL 05] BELHADI S., MABROUKI T., RIGAL J., BOULANOUAR L.
Experimental and numerical study of chip formation during straight turning of hardened AISI 4340 steel. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B : Journal of Engineering Manufacture*, vol. 219, n° 7, 2005, p. 515–524, Prof Eng Publishing.
- [BIS 05] BISSEY S., POULACHON G., LAPUJOLADE F.
Intégration de la géométrie d’outil dans la prédiction des efforts de coupe en fraisage de matériaux durs. *Mécanique & Industries*, vol. 6, n° 4, 2005, p. 391–398.
- [BOO 89] BOOTHROYD G., KNIGHT W.
Fundamentals of machining and machine tools. New York, 1989.

- [BRO 01] BROWN W., MINDLIN H., HO C., FOR INFORMATION C., ANALYSIS N. D., SYNTHESIS, UNIVERSITY P.
Aerospace Structural Metals Handbook. Center for Information and Numerical Data Analysis and Synthesis, 2001.
- [CAS 06] CASTRO L. R., VIÉVILLE P., LIPINSKI P.
Correction of dynamic effects on force measurements made with piezoelectric dynamometers. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, vol. 46, 2006, p. 1707-1715.
- [CHA 07] CHAE J., PARK S.
High frequency bandwidth measurements of micro cutting forces. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 47, n° 9, 2007, p. 1433 - 1441. Selected papers from the 2nd International Conference on High Performance Cutting, 2nd CIRP International Conference on High Performance Cutting.
- [CHO 08] CHOI Y. J., PARK M. S., CHU C. N.
Prediction of drill failure using features extraction in time and frequency domains of feed motor current. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 48, n° 1, 2008, p. 29 - 39.
- [COR 03] CORDEBOIS J.-P.
Fabrication par usinage ;. Dunod, 2003.
- [DIM 00] DIMLA D. E.
Sensor signals for tool-wear monitoring in metal cutting operations—a review of methods. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 40, n° 8, 2000, p. 1073 - 1098.
- [DYT] DYTRAN
Specifications model series 1051V dynamic force sensor, Dytran.
- [EWI 00] EWINS D.
Modal Testing : Theory, Practice, and Application. Baldock, 2000.
- [FRA 05] FRANKOWIAK M., GROSVENOR R., PRICKETT P.
A review of the evolution of microcontroller-based machine and process monitoring. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 45, n° 4-5, 2005, p. 573 - 582.
- [FUR 05] FURET B.
Optimisation, préparation, mise en œuvre et surveillance automatique de l'Usinage à Grandes Vitesses des métaux et des matériaux composites. Habilitation à diriger des recherches, Institut de Recherche en Communications et Cybernétique de Nantes. , 2005.
- [GAG 07] GAGNOL V., BOUZGARROU B., RAY P., BARRA C.
Model-based chatter stability prediction for high-speed spindles. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 47, n° 7-8, 2007, p. 1176 - 1186.

-
- [GIR 07] GIRARDIN F.
Vibrations hautes fréquences en usinage ; Application à un cas de fraisage. Master Recherche, LaMCoS, INSA-Lyon, CNRS UMR5259, F69621. , 2007.
- [GIR 09] GIRARDIN F., RÉMOND D., RIGAL J.-F. O.
Exploitation d'un dynamomètre piezoélectrique en haute fréquence. *11ème colloque national AIP Priméca*, 2009.
- [GIR 10a] GIRARDIN F., RÉMOND D., RIGAL J.-F.
An original approach for cutting force measurement and monitoring in milling. *proceedings of CIRP-PMI conference*, 2010.
- [GIR 10b] GIRARDIN F., RÉMOND D., RIGAL J.-F.
High frequency correction of dynamometer for cutting force observation in milling. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 132, 2010.
- [GIR 10c] GIRARDIN F., RÉMOND D., RIGAL J.-F.
A new technique for cutting characterisation and monitoring in milling. *Mécanique & Industrie*, vol. spécial VCB, 2010.
- [GIR 10d] GIRARDIN F., RÉMOND D., RIGAL J.-F.
Tool wear detection in milling—An original approach with a non-dedicated sensor. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. In Press, Corrected Proof, 2010, p. -.
- [GU 06] GU F., YESILYURT I., LI Y., HARRIS G., BALL A.
An investigation of the effects of measurement noise in the use of instantaneous angular speed for machine diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 20, n° 6, 2006, p. 1444–1460.
- [JEO 02] JEONG Y.-H., CHO D.-W.
Estimating cutting force from rotating and stationary feed motor currents on a milling machine. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 42, n° 14, 2002, p. 1559 - 1566.
- [JUF 95] JUFER M.
«*Electromécanique*», *Traité de l'école polytechnique fédérale de Lausanne*, Ed. 1995.
- [KAR 07] KARABAY S.
Design criteria for electro-mechanical transducers and arrangement for measurement of strains due to metal cutting forces acting on dynamometers. *Materials & Design*, vol. 28, n° 2, 2007, p. 496 - 506.
- [KAY 90] KAYE J., BALAKRISHNAN S., POPPLEWELL N., MENZIES R.
High resolution adaptive tachometer for spindle motor drives. *International journal of electronics*, vol. 69, n° 6, 1990, p. 835–848, Taylor & Francis.
- [KAY 95] KAYE J. E., YAN D. H., POPPLEWELL N., BALAKRISHNAN S.
Predicting tool flank wear using spindle speed change. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 35, n° 9, 1995, p. 1309 - 1320.
- [KIS] KISTLER
3 axes Dynamometer - Type 9257A. *Operating and service instructions*.
-

- [KLI 82] KLINE W., DEVOR R., LINDBERG J.
The prediction of cutting forces in end milling with application to cornering cuts. *International Journal of Machine Tool Design and Research*, vol. 22, n° 1, 1982, p. 7–22, Elsevier.
- [KON 87] KONG X.
Gear train monitoring by transmission error method. Thèse de doctorat, University of Wisconsin-Madison, 1987.
- [LAP 97] LAPUJOLADE F.
Measuring of cutting forces during fast transient periods. *Proceedings of the First French and German Conference on High Speed Machining, Metz*, , 1997, p. 372-376.
- [LEN 09] LENORD&BAUER
Speed and position sensor, MiniCoder GEL 2442, contactless, high-resolution, high speed, v01.09 édition, 2009.
- [LI 05] LI Y., GU F., HARRIS G., BALL A., BENNETT N., TRAVIS K.
The measurement of instantaneous angular speed. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 19, n° 4, 2005, p. 786 - 805.
- [MAB 08] MABROUKI T., GIRARDIN F., ASAD M., RIGAL J.
Numerical and experimental study of dry cutting for an aeronautic aluminium alloy (A2024-T351). *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 48, n° 11, 2008, p. 1187–1197, Elsevier.
- [MOR 10] MOREAU V.
Étude dynamique de l'usinage et de l'interaction pièce-outil par mesure des déplacements : application au fraisage et au tournage. Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2010.
- [PRE 90] PREUMONT A.
Vibrations aléatoires et analyse spectrale. PPUR presses polytechniques, 1990.
- [PRI 99] PRICKETT P. W., JOHNS C.
An overview of approaches to end milling tool monitoring. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 39, n° 1, 1999, p. 105 - 122.
- [QUA 06] QUARK67
. « http://fr.wikipedia.org/wiki/Machine_asynchrone ». internet, 2006.
- [REM 05] REMOND D., MAHFOUDH J.
From transmission error measurements to angular sampling in rotating machines with discrete geometry. *Shock and Vibration*, vol. 12, n° 2, 2005, p. 149-161.
- [RIT 07] RITOU M., LAPORTE S., PEIGNÉ G., FURET B., GARNIER S., HASCOËT J.-Y.
Instrumentation de la broche par des capteurs inductifs : application à la mesure d'effort et à l'étude du comportement des broches UGV. *10ème Colloque National AIP Priméca*, 2007.

- [RIZ 89a] RIZZONI G.
Diagnosis of individual cylinder misfires by signature analysis of crankshaft speed fluctuations. *SAE International*, , 1989.
- [RIZ 89b] RIZZONI G.
Estimate of indicated torque from crankshaft speed fluctuations : amodel for the dynamics of the IC engine. *IEEE transactions on vehicular technology*, vol. 38, n° 3, 1989, p. 168–179.
- [SAB 61] SABBERWAL A.
Chip section and cutting force during the milling operation. *Annals of the CIRP*, vol. 10, n° 3, 1961, p. 197–203.
- [SIC 02] SICK B.
On-line and indirect tool wear monitoring in turning with artificial neural networks : a review of more than a decade of research. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 16, n° 4, 2002, p. 487 - 546.
- [SID 07] SIDDIQUI R., AMER W., AHSAN Q., GROSVENOR R., PRICKETT P.
Multi-band infinite impulse response filtering using microcontrollers for e-Monitoring applications. *Microprocessors and Microsystems*, vol. 31, n° 6, 2007, p. 370 - 380. Special Issue on Sensor Systems.
- [STA 05] STANDER C., HEYNS P.
Instantaneous angular speed monitoring of gearboxes under non-cyclic stationary load conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 19, n° 4, 2005, p. 817 - 835.
- [STE 90] STEIN J. L., WANG C.-H.
Analysis of Power Monitoring on AC Induction Drive Systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 112, n° 2, 1990, p. 239-248, ASME.
- [TAK 87] TAKATA S., NAKAJIMA T., AHN J., SATA T.
Tool Breakage Monitoring by Means of Fluctuations in Spindle Rotational Speed. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 36, n° 1, 1987, p. 49 - 52.
- [TOU 00] TOUNSI N., OTHO A.
Dynamic cutting force measuring. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 40, n° 8, 2000, p. 1157–1170.
- [YAN 01] YANG J., PU L., WANG Z., ZHOU Y., YAN X.
Fault detection in a diesel engine by analysing the instantaneous angular speed. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 15, n° 3, 2001, p. 549–564.

FOLIO ADMINISTRATIF

THÈSE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUÉES DE LYON

NOM : Girardin

DATE de SOUTENANCE : 17 juin 2010

Prénoms : François Robert Joseph

TITRE : Étude de l'usinage des matériaux performants et surveillance de l'usinage

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2010-ISAL-0035

École doctorale : MEGA

Spécialité : Mécanique - Génie Mécanique - Génie Civil

Cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis

CLASSE :

RÉSUMÉ :

À l'heure de la banalisation de l'usinage à grande vitesse et de la surenchère dans les systèmes de surveillance, cette thèse aborde le problème de la bande passante pour l'analyse de l'effort de coupe en fraisage, et développe une nouvelle approche pour l'observation et la surveillance du fraisage.

Les dynamomètres à quartz piézoélectriques sont largement utilisés dans le cadre des laboratoires pour qualifier et observer l'usinage. En revanche, leur bande passante est limitée pour l'observation du fraisage, en particulier pour l'usinage à grande vitesse et l'usinage de finition. Le travail développé dans cette thèse démontre toutefois que la table dynamométrique délivre une information qualitative à haute fréquence, même après ses premiers modes de résonance, et permet de détecter des phénomènes fondamentaux dans la compréhension de l'usinage, tels que les fréquences de segmentation du copeau. Une analyse fine de la réponse fréquentielle du dynamomètre sert de base à une correction dans le domaine fréquentiel permettant de doubler la bande passante.

Les équipes de recherche sur les machines tournantes ont développé dernièrement des techniques de surveillance de la vitesse angulaire instantanée pour détecter des défauts sur des dents d'engrenage. La transposition de ces méthodes dans le domaine de l'usinage, combinée avec une technique d'échantillonnage originale du signal du codeur de broche, a démontré un potentiel d'observation très prometteur. La vitesse angulaire instantanée de la broche s'est révélée être un très bon signal pour surveiller les opérations de fraisage. Les variations locales de cette vitesse générées par les passages des différentes dents de l'outil associées à un modèle dynamique de la broche en rotation ont permis de reconstruire une image très fidèle du couple d'usinage. De plus, l'évolution de ces variations de vitesse a été démontrée comme étant une excellente indication pour l'état de l'outil, débouchant sur le suivi de l'usure et la détection de la rupture des différentes dents de l'outil. Ce travail ouvre également de nombreuses perspectives pour l'observation et la surveillance de l'usinage, allant d'une meilleure intégration du codeur sur la broche à la détection des modes propres de la broche et la surveillance des vibrations auto-régénérées en usinage.

MOTS-CLÉS : Usinage, Efforts de coupe, Surveillance, Vitesse angulaire instantanée, Échantillonnage angulaire

Laboratoire(s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures
UMR CNRS 5259 - INSA de Lyon
18-20 rue des Sciences
69621 Villeurbanne Cedex FRANCE

Directeurs de thèse : Jean-François Rigal, Professeur & Didier Rémond, MDC HdR

Président du jury : le président

Composition du jury : Marc Thomas	Henri Paris
Pascal Ray	Benoît FURET
Alain Auffret	Jean-François Rigal
Didier Rémond	