

République Algérienne Démocratique et Populaire Ministère de l'Enseignement
Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun-TIARET
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Construction Mécanique

Thème

Contribution au diagnostic de la dynamique de l'usinage à l'interface pièce-outil Application à une opération de fraisage

Préparé par :

Melle MEGHAZI Cheimaa

Melle TERCHOUN Hadil Naoual

Soutenu publiquement le :22/06/2023 ,Devant le jury composé de :

M. HAMMOU Mahmoud	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. ABOSHIGHIBA Hicham	Maître de conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. ATHMANI Houari	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
Mme MAKHFI Souâd	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2022 / 2023

بِسْمِ اللَّهِ الْعَزِيزِ الْحَمِيمِ

Dédicace

À mes très chers parents,
À mes grands-parents,
À mes frères Abderrazak et Islam,
À ma sœur Imane et son mari Alilou et ma future nièce Fatima,
À ma famille,
À ma douce Angham,
À mon adorable binôme Cheimaa,
À mes amies Zineb, Malika, Manel, Leila, Hadjer ,Fatima et Kawther,
Au futur professeur Mr. AICHOUBA Adda,
À mes camarades de la promotion 2023,
Une spéciale dédicace à une personne qui a été très paternaliste avec moi : Mme
MAKHFI Souâd,Trouvez dans ce modeste travail mes sincères gratitudes et reconnaissance. Ce travail est le vôtre.

Hadil



À mon très cher père,
À ma très chère mère,
À Mon frère Mohamed,
À mes sœurs Fatima, Zineb, Farida,
À ma famille, en particulier mon oncle et ma tante Adda et Nadia,
À mes chers neveux Bouchra, Amine, Islam, Nacira et Djawad,
À mon adorable binôme Hadil,
À mes amis Maroua, Youssra, Bouchra, Ikram, Mohamed et Modjib,
À mes camarades de la promotion 2023,
Une spéciale dédicace à une personne qui a été très paternaliste avec moi : Mme
MAKHFI Souâd, Trouvez dans ce modeste travail mes sincères gratitude et reconnaissance. Ce travail est le vôtre.

Cheimaa



Remerciement

En premier lieu et avant tout, nous remercions « ALLAH », le Tout-Puissant, qui nous a donné la volonté et le courage pour achever ce modeste travail.

Au terme de ce travail, nous tenons à exprimer nos profondes gratitude à notre chère enseignante et encadrant, Mme MAKHFI Souâd. Elle nous a donné l'opportunité de mener cette formation dans les meilleures conditions, et nous avons été très impressionnés par sa grande expérience et sa contribution tangible au bon déroulement de ce travail.

Nous adressons également nos vifs remerciements aux membres du jury, Messieurs HAMMOU Mahmoud, ATHMANI Houari et ABOSHIGHIBA Hicham, pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant d'examiner notre travail .

Nous devons chaque parcelle de notre connaissance à nos enseignants BOUZIDANE Ahmed, MADANI Ahmed, HADDOUCHE Kamel, BEY Mohamed, GUEMMOUR Mohamed, DEBBIH Senouci, ZAGANE Mohamed, MOULGADA Abdelmadjid, ainsi qu'à tous les enseignants et au personnel du Département de Génie Mécanique de l'Université Ibn Khaldoun Tiaret, qui ont si bien mené leur noble quête d'enseigner les bases du Génie Mécanique. Nous les remercions non seulement pour le savoir qu'ils nous ont transmis, mais aussi pour la fierté et l'ambition qu'ils nous ont inspirés.

Nous tenons également à exprimer notre gratitude envers toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin au bon déroulement de ce travail. Qu'elles voient en ces mots l'expression de notre reconnaissance pour leur présence, leur dévouement et l'aide inestimable qu'elles nous ont apportée tout au long de ce parcours. Un petit bout de chemin certes, mais un grand enrichissement.

TABLE DES MATIERES

DEDICACES	ii
REMERCIEMENTS	iv
LISTE DES FIGURES	xi
LISTE DES TABLEAUX	xvi
NOMENCLATURE	xvi
Introduction générale	1
I État de l'art de la coupe orthogonale	5
État de l'art de la coupe orthogonale	5
I.1 Introduction	5
I.1.1 Usinage	5
I.2 Coupe orthogonale	6
I.2.1 Plans et angles de référence de la coupe orthogonale	7

I.3 Domaines de modélisation de la coupe	8
I.3.1 Domaine statique	9
I.3.2 Domaine dynamique	9
I.4 Mécanismes d'instabilité en coupe orthogonale	9
I.4.1 Mécanisme de régénération de la surface	9
I.4.2 Phénomène de couplage des modes	10
I.4.3 Déphasage entre la variation de la section du copeau et les efforts de coupe	11
I.4.4 Talonnage	12
I.4.5 Interactions à l'interface outil- copeau	13
I.5 Modélisation statique de la coupe orthogonale	14
I.5.1 Modèle analytique de Marchant	14
I.5.2 Modélisation d'ALBRECHT	15
I.5.3 Modélisation d'OXLEY	16
I.6 Modélisation dynamique de la coupe orthogonale	16
I.6.1 Modèle de Tobias et Fishwick	16
I.6.2 Modèle linéaire du broutement de Tobias	17
I.6.3 Modèle de Nigm, Sadek et Tobias	19
I.6.4 Modèle de Wu et Liu	20
I.7 Analyse de la stabilité du broutement	21
I.7.1 Mise en équation du système dynamique	21
I.7.2 Étude de la stabilité du système	23
I.7.3 Annulation de la partie imaginaire	23

I.7.4 Annulation de la partie réelle	24
I.8 Méthodologie de la construction des lobes de stabilité	24
II Comportement dynamique du fraisage	28
Comportement dynamique du fraisage	28
II.1 Introduction	28
II.2 Modélisation des efforts de coupe en fraisage	28
II.2.1 Mécanisme du fraisage	28
II.2.1.1 Mouvement de coupe et avance	29
II.2.1.2 Angle d'entrée et angle de sortie	30
II.2.1.3 Vitesse de coupe	31
II.2.1.4 Avance et vitesse d'avance	32
II.2.1.5 Épaisseur du copeau	33
II.2.2 Différents types de fraisage	33
II.2.3 Prédiction des efforts de coupe en fraisage périphérique en régime statique	34
II.2.4 Simulation des efforts de coupe pour le fraisage périphérique en régime statique	36
II.3 Modélisation du fraisage en régime dynamique	40
II.3.1 Étude des vibrations libres et amortis	40
II.3.1.1 Vibrations libres non amorties[$(F(t) = 0)$ et $(c = 0)$]	41
II.3.1.2 Vibrations libres amorties[$(F(t) = 0)$]	42
II.3.2 Étude des vibrations forcées	44

II.3.2.1 Vibrations forcées non amorties ($c = 0$)	44
II.3.2.2 Vibrations forcées amorties	45
II.3.3 Fraisage en régime dynamique	47
II.3.3.1 Mise en équations du système modes de vibrations en régime dynamique	47
II.3.3.2 Modélisation de l'épaisseur du copeau en régime dy- namique	48
II.3.3.3 Efforts de coupe en régime dynamique	50
II.3.3.4 Déplacement en régime dynamique	50
II.3.3.5 Prédiction du broutement pour le fraisage périphérique	51
III Simulation du fraisage en régime dynamique	53
Simulation du fraisage en régime dynamique	53
III.1 Introduction	53
III-2 Diagrammes de lobe de stabilité	54
III.2.1 <i>FRF</i> orienté	54
III.2.2 Simulation de lobes de stabilité de rainurage	57
III.2.3 Simulation de lobes de stabilité de fraisage en avalent avec une immersion radiale de 20%	61
III.3 simulation du domaine temporel de fraisage avec des dents droites . .	65
III.3.1 Simulations du domaine temporel de rainurage	65
III.3.2 Simulations du domaine temporel de fraisage en avalent avec une immersion radiale de 20 %	68
III.4 Partie Abaqus	70

III.4.1 Présentation générale du modèle de simulation de la coupe orthogonale	70
III.4.1.1 Caractéristiques de matériaux	70
III.4.2 Procédure de modélisation sur ABAQUS/Explicit	71
III.4.3 Conditions aux limites et chargement	72
III.4.4 Résultats et discussion	73
III.5 Conclusion	75
conclusion générale et perspectives	77
Références bibliographiques	81
Annexe	84
Résumé	91

LISTE DES FIGURES

I.1	Usinage par outil coupant	6
I.2	Configuration de la coupe orthogonale [1].	7
I.3	Définition basique d'un outil de coupe orthogonale [2].	7
I.4	Les différentes zones de déformation lors de la formation d'un copeau en coupe orthogonale, [3].	8
I.5	Mécanisme de régénération de la surface [6].	10
I.6	Apparition du broutement par couplage de modes [6].	11
I.7	Résultats expérimentaux de Chiou et Liang sur la stabilité de la coupe [6].	12
I.8	Résultats expérimentaux de Knight, sur la stabilité de la coupe [6]. .	13
I.9	Inventaire des efforts de coupe selon ALBRECHT, [3].	15
I.10	Modèle de broutement de Tobias pour le tournage [11].	18
I.11	Schématisation du procédé d'usinage [12].	21
I.12	Schéma modélisant analytiquement le système dynamique [2].	22

I.13	Algorithme de calcul des lobes de stabilité en tournage (coupe orthogonale) [3].	26
II.1	Schéma et image réel d'une fraiseuse à broche verticale [13].	29
II.2	Mouvements de coupe et d'avance pour une opération de fraisage [14].	30
II.3	Fraisage en opposition [14].	30
II.4	Fraisage en avalant [14].	31
II.5	Épaisseur instantanée du copeau [14].	33
II.6	Fraisage de face [16].	33
II.7	Fraisage de profil [16].	34
II.8	Fraisage combiné à prédominance de face [16].	34
II.9	Géométrie de l'effort de coupe du fraisage [13].	35
II.10	Géométrie de projection pour les composantes d'effort de coupe tangentiel et normal dans les directions x et y [13].	35
II.11	Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de l'angle : (a) :en opposition, (b) :en avalent.	37
II.12	Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de l'angle : (a) :en opposition, (b) :en avalent [13].	37
II.13	Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de temps : (a) :en opposition, (b) :en avalent.	38
II.14	Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de temps : (a) :en opposition, (b) :en avalent [13].	38
II.15	Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de l'angle : (a) :en opposition, (b) :en avalent	39

II.16	Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de temps : (a) :en opposition, (b) :en avalent.	40
II.17	Représentation d'un système masse- ressort- amortisseur [14].	41
II.18	Réponse du mouvement amorti pour trois valeurs de l'amortissement (ξ) [14].	44
II.19	Facteur d'amplification dynamique (D_a) en fonction du rapport des fréquences (r_a) pour différentes valeurs du coefficient de l'amortissement (ξ) [14].	46
II.20	La phase (ϕ) en fonction du rapport des fréquences (r_a) pour différentes valeurs de (ξ) : taux amortissement [14].	47
II.21	Modélisation du fraisage périphérique en régime dynamique avec un système à deux degrés de liberté [14].	48
II.22	Géométrie du calcul de l'épaisseur instantanée des copeaux pour le fraisage [13].	49
II.23	Broutement lors d'un processus de fraisage périphérique [13].	51
III.1	Géométrie pour déterminer les facteurs d'orientation directionnelle de rainurage [13].	55
III.2	Géométrie pour déterminer les facteurs d'orientation directionnelle de fraisage en avalant à immersion radiale à 25% [13].	56
III.3	FRF orientée sur le diagramme pour le rainurage.	58
III.4	La partie réelle et imaginaire pour un système vibrant à un seul degré de liberté [3]	59
III.5	FRF orientée sur le diagramme (Ω, b_{lim}) pour le rainurage.	59
III.6	FRF orientée sur le diagramme (Ω, b_{lim}) pour le rainurage [13].	60
III.7	Diagramme des lobes de stabilité pour le rainurage ($N= 0$ à 3).	60

III.8	Diagramme des lobes de stabilité pour le rainurage ($N= 0$ à 3) [13].	61
III.9	FRF orientée sur le diagramme pour le fraisage en avalent.	62
III.10	FRF orientée sur le diagramme pour le fraisage en avalent [13]. . .	62
III.11	FRF orientée sur le diagramme (Ω, b_{lim}) pour le fraisage en avalent.	63
III.12	FRF orientée sur le diagramme (Ω, b_{lim}) pour le fraisage en avalent [13].	64
III.13	Diagramme des lobes de stabilité pour le fraisage en avalent ($N = 0$ à 4).	64
III.14	Diagramme des lobes de stabilité pour le fraisage en avalent ($N = 0$ à 4) [13].	65
III.15	Cas stable pour $(\Omega = 7000tr/min$ et $b = 1mm)$ résultats de si- mulation pour la force et déplacement dans la direction x et y de rainurage.	66
III.16	Cas stable pour $(\Omega = 7000tr/min$ et $b = 1mm)$ résultats de simula- tion pour la force résultante de rainurage.	66
III.17	Cas instable pour $(\Omega = 7000tr/min$ et $b = 4.5mm)$ résultats de simulation pour la force et déplacement dans la direction x et y de rainurage.	67
III.18	Cas instable pour $(\Omega = 7000tr/min$ et $b = 4.5mm)$ résultats de simulation pour la force résultante de rainurage.	67
III.19	Cas stable pour $(\Omega = 15000tr/min$ et $b = 3mm)$ résultats de si- mulation pour la force et déplacement dans la direction x et y de fraisage en avalent.	68
III.20	Cas stable pour $(\Omega = 15000tr/min$ et $b = 3mm)$ résultats de simu- lation pour la force résultante de fraisage en avalent.	69

III.21 Cas instable pour ($\Omega = 12000tr/\text{min}$ et $b = 5mm$) résultats de simulation pour la force et déplacement dans la direction x et y de fraisage en avalent.	69
III.22 Cas instable pour ($\Omega = 12000tr/\text{min}$ et $b = 5mm$) résultats de simulation pour la force résultante de fraisage en avalent.	70
III.23 mouvement de translation et de rotation pour l'outil	73
III.24 Création des conditions de chargements	73
III.25 Résultat de simulation - formation du copeau	74
III.26 Résultat de simulation - formation du copeau (sans maillage)	74
III.27 Les zones de déformation lors de la formation d'un copeau en coupe orthogonale.	74
III.28 Évolution des forces, avec $f = 0,15mm/tr$	75

LISTE DES TABLEAUX

III.1	Caractéristiques mécaniques de AL7075-T6 [18]	71
III.2	valeurs des facteurs de la loi de Johnson-Cook [18]	71
III.3	valeurs des facteurs du critère d'endommagement [18]	71

NOMENCLATURE

V_C vitesse de coupe

V_a vitesse d'avance

a profondeur de passe

γ l'angle de coupe

λ l'angle de frottement outil/copeau

ϕ l'angle de cisaillement

μ coefficient de frottement

F Effort normal projeté à la face de coupe

F_n Effort normal (dans le repère de mesure)

F_t Effort tangentiel (dans le repère de mesure)

N Projection de l'effort de coupe perpendiculairement à la face de coupe

R rayon d'acuité

r_a rapport des pulsations propres

β_0 l'angle de taillant de l'outil

s l'épaisseur non déformée du copeau

r taux de la coupe

Ω vitesse de rotation de la broche

$b_{lim,crit}$ largeur de puce limite minimale

A surface du copeau

K_1, K_2 et K_3 coefficients de la dynamique de coupe

A_ϕ, B_ϕ et C_ϕ angles de cisaillement dynamique

$(c_x), (c_y)$ coefficients d'amortissement respectivement selon X et Y

D Diamètre de la fraise

$F_f(t)$ Effort d'avance

F_x projection de la force de coupe dans la direction x

F_y projection de la force de coupe dans la direction y

f_{tooth} fréquence de passage de la dent

G_0 réponse à l'excitation statique de grandeur F_0

(F_0) L'amplitude de la force excitatrice

$h(s)$ L'épaisseur moyenne du copeau

h_0 L'épaisseur du copeau non déformée

$h(t)$ Épaisseur du copeau instantanée

K_s force spécifique

(k_x) et (k_y) Les raideurs ou rigidités de l'outil de coupe respectivement selon X et Y

k_y raideur équivalente du système

K_1 Taux de l'épaisseur du copeau

M Masse de l'outil

M_a mouvement d'avance

M_c mouvement de coupe

n Nombre d'ondulations entière entre chaque tour

N vitesse de rotation de la broche

$n(t)$ déplacement radial de l'arrête de coupe d'un segment de dent

N_t Nombre de dents de la fraise

N_t^* nombre moyen de dents

p Force de coupe

v_0 Vitesse nominale

X L'amplitude

$x(t)$ position du système à chaque instant (t)

$x(t) - x(t - \tau)$ Contribution du mécanisme de régénération

\dot{x} et \dot{y} Les vitesses

ε phase des vibrations

τ La période de passage entre deux dents successives

(ϕ_{st}) L'angle d'entrée de dent

(ϕ_{ex}) L'angle de sortie de dent

(ϕ_{ave}) L'angle moyen d'une dent



Introduction général

Parmi les procédés de fabrication de pièces mécaniques, l'enlèvement de matière par outil coupant (usinage) a su garder une place prédominante. L'évolution des machines, des outils coupants et des logiciels CFAO a permis un accroissement des performances, rendant ce procédé toujours plus compétitif par des gains de productivité et de qualité sans cesse accrus. L'Usinage à Grande Vitesse a ainsi fait son apparition au sein des ateliers de fabrication, et permet maintenant de réaliser des opérations jusque-là irréalisables à des conditions économiques acceptables.

Cependant, l'utilisation de vitesses de rotation élevées entraîne des problèmes vibratoires de la coupe. Ces vibrations peuvent entraîner de fortes dégradations de la qualité de la surface usinée et une usure prématurée des outils et des broches.

La technique la plus couramment utilisée consiste à revenir à des conditions de coupe conventionnelles par une réduction de vitesses.

De nombreux travaux ont été réalisés sur ce sujet, et il en ressort qu'il existe des plages de vitesses où la coupe est stable, en particulier à haute vitesse et pour des conditions d'engagement importantes de l'outil.

La stabilité du système usinant est régie par de nombreux paramètres ; propriétés dynamiques de l'outil, de la pièce, paramètres de coupe, géométrie de l'outil ... et la mise au point de modèle prédictif reste complexe.

Dans notre étude on va s'intéresser à la dynamique du fraisage en utilisant des moyens analytiques et numériques.

Le processus de coupe est basé sur des modèles d'effort de coupe linéaires et non linéaires, les cartes de stabilité sont construites pour des systèmes à un degré et à plusieurs degrés de liberté où le temps passé à la coupe est (petit) par rapport à la période de rotation de la broche.

Ces cartes sont utilisées pour étudier les différentes possibilités d'instabilités non linéaires et pour construire des diagrammes de stabilité dans l'espace de la profondeur de coupe et de la vitesse de rotation.

Les prévisions analytiques sont comparées aux résultats numériques.

Un bon accord entre les résultats analytiques, numériques est observé pour le fraisage a faible immersion.

L'objectif de notre étude est d'apporter une contribution dans le domaine de l'usinage sur les opérations de fraisage dans le but d'améliorer les performances dynamiques en se basant sur la profondeur de coupe , la vitesse de rotation et la force de coupe pour avoir une bonne stabilité , un bon état de surface et fournir un moyen pratique de simulation pour l'obtention des lobes de stabilités qui nous permet d'identifier les zones stable est instable d'usinage pour le cas du fraisage .

Notre travail est divisé en trois chapitres.

Dans un premier chapitre on a présenté l'état de l'art de la modélisation statique et dynamique de la coupe orthogonale, et comprendre les phénomènes physiques mis en jeu lors de l'usinage.

On a consacré le deuxième chapitre à la modélisation des efforts de coupe selon deux directions 'x' et 'y' pour le fraisage périphérique et nous avons présenté des résultats de simulation pour de différents paramètres de coupe en régime statique. Ensuite, on a présenté la modélisation des efforts de coupe du fraisage périphérique en régime dynamique et à la résolution des équations du mouvement de la fraise, pour avoir la possibilité de définir les forces de coupe et le comportement de la fraise lors de l'opération de l'usinage.

Le troisième chapitre est consacré à la simulation de tracer les lobes de stabilité de deux cas du fraisage périphérique (rainurage et fraisage en avalant) avec programme(MATLAB).Aussi, la simulation des déplacements de la fraise et les forces de coupe dans le domaine du temps pour de différents paramètres de coupe pour les résultats analytique du lobe de stabilité du deux cas (rainurage et fraisage en avalant).De plus, une simulation du fraisage a été réalisée à l'aide du logiciel de simulation (ABAQUS/Explicit) pour l'alliage d'aluminium AL7075-T6.



CHAPITRE I
État de l'art
de la coupe
orthogonale

État de l'art de la coupe orthogonale



I.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous avons décrit la coupe orthogonale dans l'usinage, en définissant la zone de formation du copeau et en examinant les différents phénomènes physiques qui se produisent lors de la coupe. Nous avons également présenté les phénomènes vibratoires générés par la dynamique de la coupe, tels que les vibrations libres et forcées.

Nous avons ensuite présenté différentes modélisations de la coupe orthogonale, qui ont servi de base à la modélisation de la dynamique de la coupe dans le cas du fraisage.

Enfin, nous avons analysé la stabilité du broutement en mettant en équation le système d'usinage en régime dynamique. Nous avons montré l'algorithme utilisé pour tracer les lobes de stabilité .

I.1.1 Usinage

L'usinage est un procédé qui permet de générer une surface comme le montre la figure (I.1) en utilisant un outil coupant pour enlever de la matière de la pièce brute pour lui donner une forme et des dimensions précises. Les caractéristiques de cette surface dépendent des paramètres de coupe tels que la vitesse de coupe (V_C), la vitesse d'avance (V_a), la profondeur de passe (a), l'angle de coupe (γ), etc. Le choix et la combinaison de ces paramètres dépendent des propriétés de la matière à usiner, des spécifications de la pièce à produire et des exigences de qualité et de précision requise.



Figure I.1 – Usinage par outil coupant .

En usinage,

- Il existe plusieurs configurations utilisables selon le procédé de coupe (le fraisage, le rabotage, le tournage, le perçage, alésage, et rectification).
- Il existe deux types d'analyse du mécanisme de l'usinage par enlèvement de Matière : la coupe orthogonale et la coupe oblique.

Si l'arête de l'outil n'est pas perpendiculaire (incliné avec un angle) à la direction de coupe, nous disons que c'est une coupe oblique. Et la coupe est dite orthogonale lorsque l'arête de l'outil perpendiculaire à la direction de coupe.

Nous intéresserons plus précisément à l'usinage par la coupe orthogonale parce que la configuration la plus simple pour usiner une pièce.

I.2 Coupe orthogonale

En général, la coupe orthogonale offre l'avantage de simplifier le problème de simulation d'usinage et la formation du copeau tant du point de vue de l'expérimentation que de la modélisation. Cette configuration particulière requiert l'orthogonalité des vitesses de coupe (V_C) et d'avance (V_a) (figure I.2). Lorsque l'épaisseur du copeau (e) est faible par rapport à sa largeur (w), l'état de déformation peut être alors considéré plan [1].

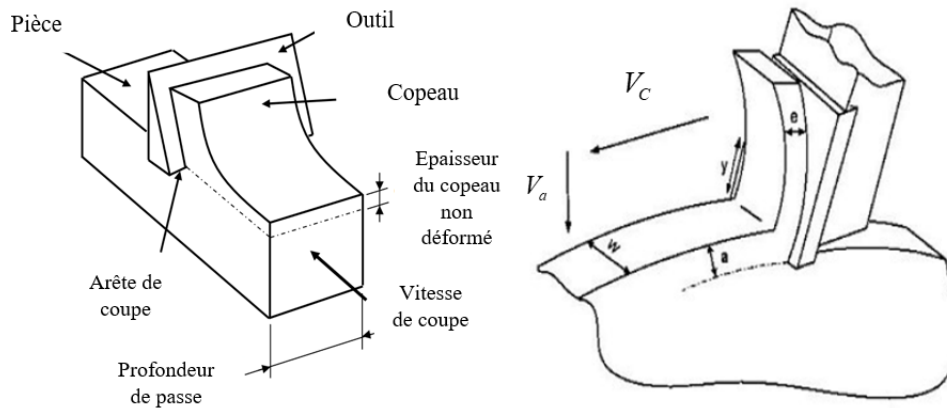


Figure I.2 – Configuration de la coupe orthogonale [1].

I.2.1 Plans et angles de référence de la coupe orthogonale

Selon la norme NF E66-503, les plans de référence d'un outil de coupe à main sont définis selon la figure I-3.

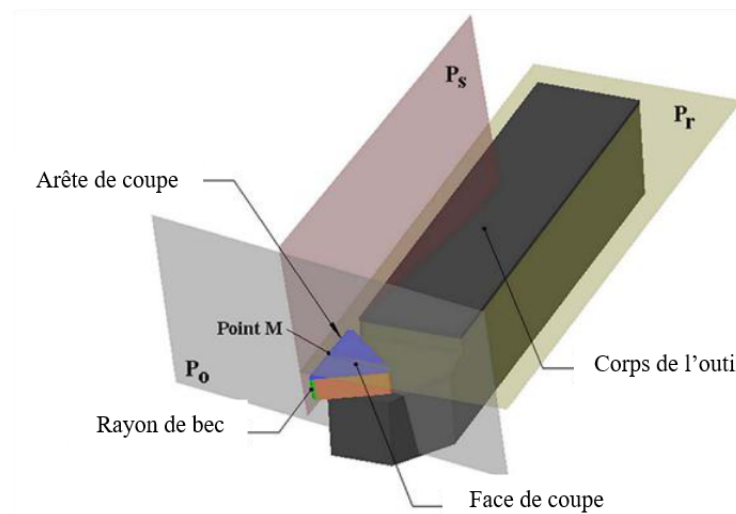


Figure I.3 – Définition basique d'un outil de coupe orthogonale [2].

1. plan de référence de l'outil (p_r) : passant par le point considéré de l'arête (M) et parallèle au plan de base servant de face d'appui au corps de l'outil.
2. plan d'arête de l'outil (p_s) : perpendiculaire au plan de référence (p_r) et tangent à l'arête de coupe au point (M).
3. plan orthogonale de l'outil (p_o) : plan perpendiculaire au plan (p_r) de référence et au plan (p_s) de l'arête de l'outil au point (M).

Et à partir de ce dernier, nous déterminons les zones de cisaillement (Figure

I.4) qui caractérisent le processus de coupe qui passe par le plan p_0 lors de la coupe.

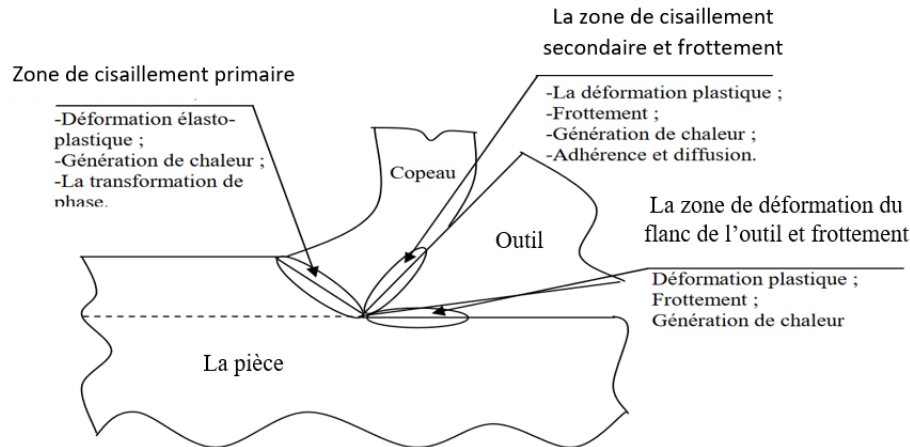


Figure I.4 – Les différentes zones de déformation lors de la formation d'un copeau en coupe orthogonale, [3].

- zone de cisaillement primaire : C'est la zone où la matière subit une forte compression (une déformation plastique et un échauffement considérable) et engendre une zone de cisaillement intense entre la pointe de l'outil et la surface externe du copeau et cette zone est appelée aussi la zone de formation de copeau [4].
- Zone de cisaillement secondaire : le contact outil-copeau sous un frottement dynamique à l'interface outil-matière engendre des déformations plastiques intenses, principalement en cisaillement, accompagnée d'une élévation de la température. Cette zone est le lieu d'un frottement intense responsable souvent d'une usure prématurée de l'outil [5].
- Zone de cisaillement tertiaire : cette zone correspond au contact outil-pièce après enlèvement de matière. Il s'agit du contact entre la face de dépouille et la surface fraîchement usinée. Le contact outil-pièce provoque des déformations et des températures plus faibles par rapport les deux premières zones [5]. De plus, la Zone conditionne aussi l'état micro-géométrique de la surface usinée (rugosité, défaut, etc.) et la durée de vie de l'outil en termes d'usure en dépouille.

I.3 Domaines de modélisation de la coupe

On distingue deux domaines d'usinage, statique et dynamique.

I.3.1 Domaine statique

La modélisation statique ne prend pas en compte les paramètres temporels, l'accélération du système ou la position angulaire de l'outil, ce qui la rend inappropriée pour simuler des processus de fraisage. Parce que la section de coupe varie au cours du temps et les efforts de coupe évoluent en fonction de l'épaisseur de matière, elle-même dépendante de la position angulaire de l'arête considérée. Où peut être utilisée pour le tournage car la section de coupe reste constante.

I.3.2 Domaine dynamique

Les modélisations dans ce domaine permettent de calculer l'effort de coupe en considérant les incréments de temps très proches et en tenant compte de la masse, de l'accélération et de l'amortissement du système pièce-outil-machine (POM). Elles nécessitent une caractérisation complète du système Pièce-Outil-Machine dans le domaine fréquentiel pour établir des cartes de stabilité et définir le comportement vibratoire du système. Ces modèles permettent de simuler finement le processus de coupe. Les différences entre les modélisations dynamiques résident notamment dans le calcul de l'épaisseur de copeau, le modèle de l'effort de coupe, le type d'usinage considéré et les paramètres de simulation choisis.

I.4 Mécanismes d'instabilité en coupe orthogonale

Pour définir les différents mécanismes d'instabilité identifiés en coupe orthogonale on s'est basé sur les travaux de Grégoire Piègne [6].

I.4.1 Mécanisme de régénération de la surface

Le rôle du mécanisme de régénération de la surface sur le broutement a été avancé par Gurney et Tobias, Tlustý et Polacek et Merrit [6]. Cette régénération résulte ici de l'interaction d'une arête coupante de l'outil avec la surface formée lors d'un précédent passage d'une arête coupante, (Figure I.5).

Les effets de ce phénomène s'apprennent facilement dans le cas de la coupe continue. En début d'usinage, lors de l'engagement de l'outil dans la matière, la

variation de l'effort de coupe provoque un mouvement vibratoire de l'outil qui se reporte sur la surface usinée à cet instant. Au tour suivant, cette ondulation de la surface s'ajoute au mouvement vibratoire de l'outil pour modifier l'épaisseur de copeau et par conséquent l'intensité des efforts de coupe. Deux évolutions sont alors possibles. Si le déphasage entre l'ondulation de la surface et la trajectoire de l'outil est quasiment nul, la variation de l'épaisseur du copeau est relativement peu sensible à ces effets dynamiques et l'amplitude des vibrations diminue petit à petit pour tendre vers zéro. À l'inverse, si le déphasage est prononcé et si l'amortissement ou la rigidité de la structure sont insuffisants, les variations de la section de copeau vont exciter la structure et les vibrations vont se développer significativement jusqu'à se stabiliser à un seuil où la coupe est discontinuë; l'amplitude et la période des vibrations étant alors tel que l'outil se retrouve sur une (ou plusieurs) portion(s) de tours hors de la matière. En fraisage, ce mécanisme est identique, mais du fait de la périodicité de la coupe le régime vibratoire forcé existe toujours.

Une des premières modélisations du broutement par le mécanisme de régénération de la surface a été proposée par Tobias [6].

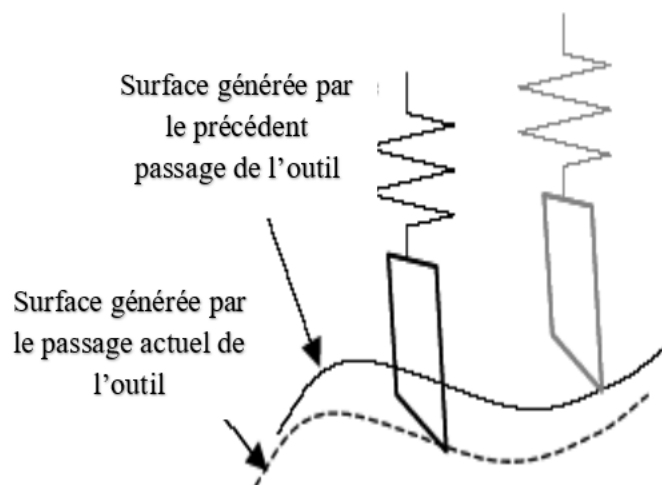


Figure I.5 – Mécanisme de régénération de la surface [6].

I.4.2 Phénomène de couplage des modes

On peut aussi faire part d'une autre explication apportée par Tlustý et Polacek [6], qui voyaient dans le broutement un couplage entre deux modes orthogonaux de l'outil ou de la pièce sous l'effet des efforts de coupe (Figure I.6). Ce couplage engendre un mouvement relatif elliptique de l'extrémité de l'outil par rapport à la pièce, provoquant ainsi un déséquilibre des conditions d'usinage pouvant aller jusqu'à une interruption de la coupe et/ou un recul de l'outil par rapport à la pièce.

Cependant, il est possible de ne voir dans cette explication qu'un cas plus complexe du mécanisme régénératif précédemment évoqué.



Figure I.6 – Apparition du broutement par couplage de modes [6].

I.4.3 Déphasage entre la variation de la section du copeau et les efforts de coupe

La littérature fait ressortir trois façons d'exprimer les efforts de coupe qui, suivant un ordre croissant de complexité, les relient à :

- La section instantanée de copeau ;
- L'aire du plan de cisaillement ;
- des mécanismes non- linéaires.

Dans ces précédentes études, la dynamique du processus de coupe à été modélisée en utilisant la section instantanée du copeau. L'expérimentation a par la suite montré qu'il pouvait exister un déphasage entre la section de copeau et l'effort de coupe. Une des premières formulations de la variation des efforts de coupe dynamique due aux variations de l'épaisseur de copeau, du taux de pénétration et de la vitesse de coupe a été établie par Tobias et Fishwick[6]. Le taux de pénétration est introduit pour donner une composante de déphasage, entre la phase de l'effort de coupe et celle de la variation de l'épaisseur de copeau.

A l'inverse, les expériences menées indépendamment par Knight et Kudinov en 1970 ont mis en évidence le déphasage entre la section de la matière enlevée et l'effort de coupe. Ces expériences reposaient sur la mesure des efforts de coupe au cours d'une opération de tournage d'une surface ondulée au profil connu avec un outil rigide. Le relevé des efforts montrait que l'intensité de ces derniers dépendait

non seulement de la section de copeau, mais aussi de la pente de la surface usinée en aval de l'outil. Une autre forme de cette expérience consistait à tourner une surface plane avec un outil flexible. La variation de la section coupée se faisait alors en donnant à l'outil un mouvement oscillant. Les tendances dégagées étaient les mêmes, l'effort accusait un déphasage par rapport à la section de copeau qui pouvait dans certains cas conduire au broutement.

I.4.4 Talonnage

Un facteur dynamique essentiel est associé à la zone de friction entre les faces de dépouille de l'outil et la pièce comme ont pu l'observer Cook et Kegg KEG, et expérimentalement prouvé par Bailey. Le concept de talonnage en coupe a été introduit pour la première fois par Albrecht. Des essais plus récents ont été faits par Wu et al qui ont combiné la déformation élastique de la zone de contact en dépouille avec le phénomène de frottement dans un modèle analytique. Endres s'est aussi intéressé au problème et a montré que le talonnage pouvait expliquer les observations montrant que les pics d'efforts de coupe présentaient un déphasage avec l'épaisseur de copeau et ce déphasage provenant de la réponse dynamique de l'outil à l'impact. Kegg conclut que la cause de la stabilité à petite vitesse est due au contact du flanc de l'outil avec la surface usinée. Ce résultat a été mis en évidence par les essais de Chiou et Liang [6]. (Figure I.7). Le diagramme des lobes

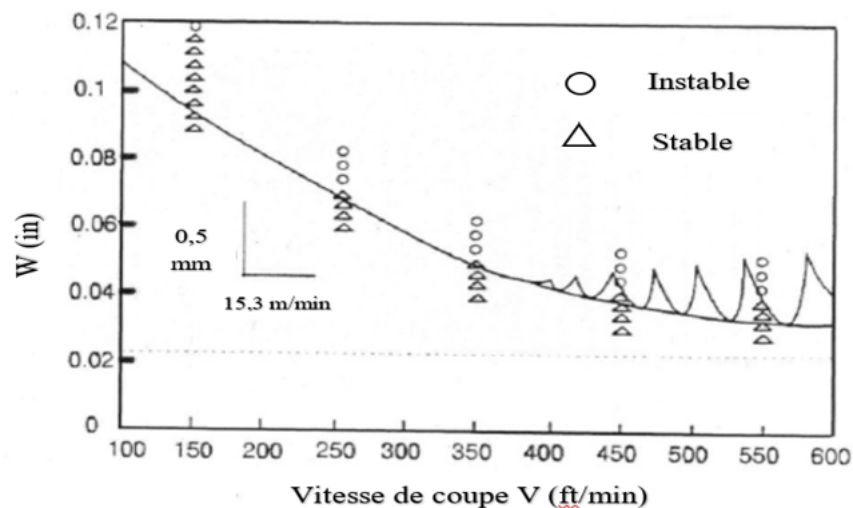


Figure I.7 – Résultats expérimentaux de Chiou et Liang sur la stabilité de la coupe [6].

de stabilité représenté par la Figure I.7 montre que la limite de stabilité diminue lorsque on augmente la vitesse de rotation de la broche.

I.4.5 Interactions à l'interface outil- copeau

Le dernier facteur est l'interface outil-copeau. Ce phénomène est généralement plus complexe que la transformation plastique prépondérante dans le mécanisme de cisaillement. Il est dominé par la friction pour laquelle aucune expression explicite n'existe et il est de plus affecté par l'usure de l'outil. Le problème de l'interface outil-copeau a été étudié par le biais de méthodes analytiques et expérimentales, (Oxley [6]). Elles sont basées sur l'hypothèse d'une répartition uniforme des contraintes (Lee et al. Hill et al. [6]) ou approchées de manière équivalente par une force sur la face de coupe dirigée dans la direction de l'angle moyen de frottement (Albrecht et Shaw [6]). Le frottement du copeau sur la face de coupe croît avec la diminution de la vitesse et son effet s'oppose ainsi à celui du talonnage puisqu'il a tendance à diminuer la stabilité de la coupe à basse vitesse. Ce phénomène est particulièrement mis en évidence dans les expérimentations de Knight [6], (Figure I.8).

La tendance dégagée par ces essais s'oppose à celle observée précédemment. L'écart est imputable aux différences de géométries d'outils et de nuances de matières et qui favorisent l'un ou l'autre des phénomènes [6].

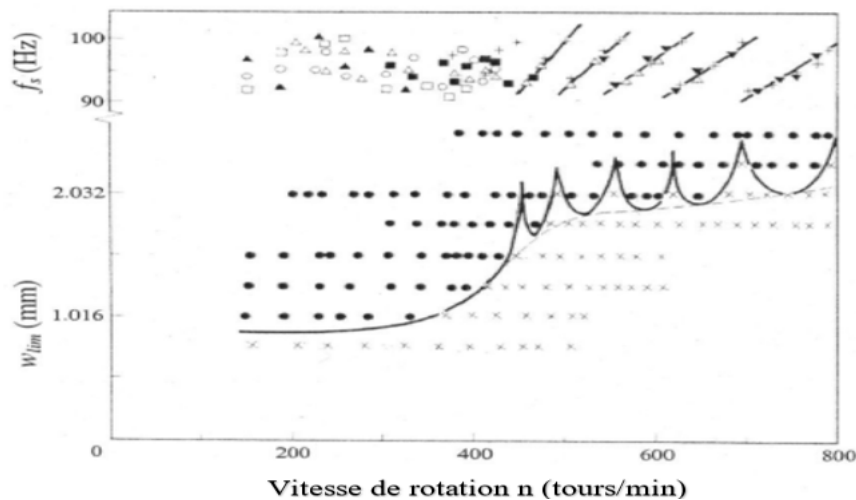


Figure I.8 – Résultats expérimentaux de Knight, sur la stabilité de la coupe [6].

A l'inverse des résultats de la figure(I.7), la figure(I.8) montre que la limite de stabilité augmente pour des valeurs élevées de vitesse de rotation de la broche.

I.5 Modélisation statique de la coupe orthogonale

I.5.1 Modèle analytique de Merchant

Ce n'est qu'à partir des années 40 qu'un premier modèle analytique de la coupe a vu le jour grâce à Merchant [7] [8]. Cette première approche a permis de modéliser la formation d'un copeau continu et de prévoir les efforts de coupe lors de l'enlèvement de matière, en coupe orthogonale et ce en utilisant un outil de coupe avec une pointe aigu. Dans son modèle, Merchant [7] ne prend en compte qu'un cisaillement dans la zone primaire. De plus, il suppose que le matériau a un comportement parfaitement plastique. Il utilise en particulier la théorie de la plasticité en déformation plane.

Le principe de cette approche analytique est d'exprimer les différentes composantes des efforts de coupe en fonction de l'angle de frottement outil/copeau (λ), l'angle de coupe (γ) et l'angle de cisaillement (ϕ) (représentant l'inclinaison du plan de cisaillement par rapport à la surface de la pièce). En minimisant la puissance de coupe, l'angle de cisaillement est exprimé par l'Équation (I.1) considérée comme étant la solution du problème.

$$\phi = \frac{\pi}{4} - \frac{\lambda - \gamma}{2} \quad (\text{I.1})$$

Le frottement outil-copeau est supposé de type Coulomb et l'expression du coefficient de frottement (μ) est donnée par l'Équation (I.2).

$$\mu = \tan(\lambda) = \frac{F}{N} = \frac{F_n + F_t \cdot \tan(\gamma)}{F_t - F_n \cdot \tan(\gamma)} \quad (\text{I.2})$$

Avec :

F : Effort normal projeté à la face de coupe ;

F_n : Effort normal (dans le repère de mesure) ;

F_t : Effort tangentiel (dans le repère de mesure) ;

N : Projection de l'effort de coupe perpendiculairement à la face de coupe.

I.5.2 Modélisation d'ALBRECHT

Dans la déformation du copeau, un mécanisme de cisaillement est observé ainsi qu'un phénomène de refoulement de la matière à la pointe de l'outil. ALBRECHT [3] propose une théorie basée sur ces observations en considérant alors le fait que les outils présentent toujours une certaine acuité. Cette acuité peut provenir soit de l'usure de l'outil due aux attaques abrasives du copeau, soit de sa géométrie naturelle due à l'affûtage et à sa conception. Dans le cas où cette acuité provient de l'usure, ALBRECHT a établi expérimentalement une relation liant le rayon d'acuité (R) à l'angle de taillant de l'outil (β_0).

Selon ALBRECHT [3] (Figure I.9), la partie du métal située le long de l'arc BE est refoulée par l'outil dans le copeau, alors que la partie située le long de l'arc EC est refoulée dans la pièce. ALBRECHT a ainsi pu identifier séparément les efforts liés à la face de coupe et à la face de dépouille principale.

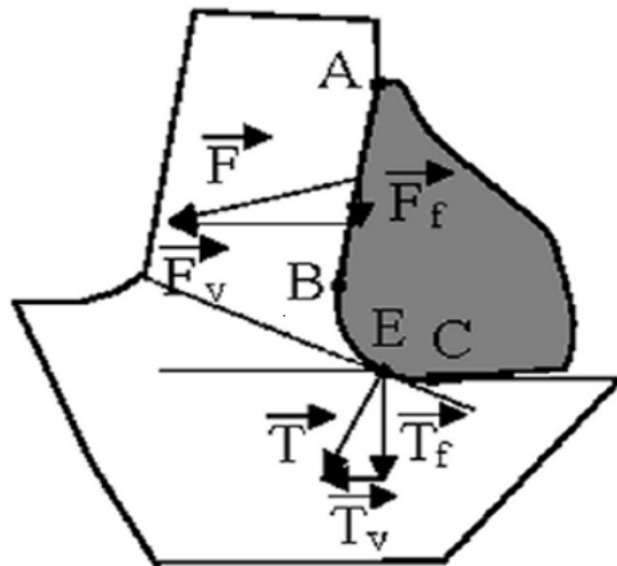


Figure I.9 – Inventaire des efforts de coupe selon ALBRECHT, [3].

ALBRECHT [3], émet comme hypothèse que la direction de la force T n'est pas affectée lorsque la profondeur de passe (a_p) est augmentée, car la quantité de métal à refouler est la même. Il montre alors que la force (T) appliquée à la base de l'outil n'est pas négligeable.

Cette théorie a le mérite de donner une méthode de calcul de T pour les grandes avances et introduit le concept de l'acuité de l'arête de coupe des outils. Ces travaux suggèrent une description tridimensionnelle de la coupe en introduisant la notion du rayon de bec de l'outil.

I.5.3 Modélisation d'OXLEY

Oxley [3] modélise la formation du copeau en utilisant un modèle thermomécanique. L'auteur prend en compte la vitesse de déformation et la température générée par la coupe. Dans le modèle de Merchant, le cisaillement se fait suivant un plan et il est calculé d'une façon géométrique. Par contre, dans l'approche d'Oxley, le cisaillement primaire se fait dans un volume et dépend de la géométrie d'écoulement du copeau. De plus, cette approche prend en compte la présence d'une zone de cisaillement secondaire générée par le frottement outil-copeau. En tenant compte du comportement du matériau et de l'équilibre des moments.

I.6 Modélisation dynamique de la coupe orthogonale

I.6.1 Modèle de Tobias et Fishwick

Tobias et Fishwick [9], ont supposé que sous des conditions de coupe dynamique, la force de coupe (p) est une fonction de trois facteurs indépendants, (s , r , Ω) où (s) est l'épaisseur non déformée du copeau, (r) est le taux de la coupe et (Ω) est la vitesse de rotation de la broche.

Donc la variation de la force de coupe suivant les petites variations de ces trois facteurs est de la forme suivante :

$$dp = k_1 ds + k_2 dr + k_3 d\Omega \quad (\text{I.3})$$

Où K_1, K_2 et K_3 sont les coefficients de la dynamique de coupe sachant que :

$$k_1 = \left(\frac{\partial P}{\partial s} \right)_{dr=d\Omega=0}; k_2 = \left(\frac{\partial P}{\partial r} \right)_{ds=d\Omega=0}; k_3 = \left(\frac{\partial P}{\partial \Omega} \right)_{dr=ds=0}.$$

Tobias [9] a relié les coefficients de la dynamique de coupe aux coefficients de la force statique pour obtenir la relation :

$$dp = k_1 ds + \frac{2\pi K}{\Omega} dr + \left[k_\Omega - \frac{2\pi K}{\Omega} s_0 \right] d\Omega \quad (\text{I.4})$$

où K_1 est un coefficient dynamique appelé le taux de l'épaisseur du copeau, $k = K_s - K_1$ est le coefficient de pénétration, K_s et K_Ω sont respectivement les coefficients de la force statique relatives à l'épaisseur du copeau non déformée et

à la vitesse et s_0 est l'épaisseur non déformée du copeau en état d'équilibre. Les valeurs de ces coefficients sont déterminées pour une vitesse nominale v_0 et pour un taux de coupe r_0 . La force dp dépend linéairement de la largeur de coupe w .

$$dp = w \left\{ k_1 ds + \frac{2\pi K}{\Omega} dr + \left[k_\Omega - \frac{2\pi K}{\Omega} s_0 \right] d\Omega \right\} \quad (\text{I.5})$$

En fixant le mouvement d'outil à la direction normale à la coupe, et en considérant positif, on aura :

$$ds = x(t) - x(t - \tau) \quad (\text{I.6})$$

$$dr = \dot{x} \quad (\text{I.7})$$

Et $\dot{x} = \frac{dx(t)}{dt}$

Où $x(t)$ est la vibration d'outil superposée en coupe stable, et en supposant que les variations dans la vitesse $d\Omega$ peuvent être ignorées. Alors on écrit :

$$dP_x = wk_1 [x(t) - x(t - \tau)] + w \frac{2\pi K}{\Omega} \dot{x} \quad (\text{I.8})$$

Ce modèle montre que les fluctuations de la force de la coupe ont une composante qui est proportionnelle à l'épaisseur in-déformée du copeau et une composante due au taux de pénétration. La composante due à l'épaisseur non déformée du copeau dépend du déplacement au moment précédant et pour cette raison elle est nommée la force de coupe régénératif. La composante due au taux de pénétration présente un terme dépendant de la vitesse et peut apparaître comme un amortissement positif ou négatif dépendant de la géométrie de coupe [9].

I.6.2 Modèle linéaire du broutement de Tobias

Le modèle de broutement de Tobias [10], illustré dans la Figure I.10, est destiné au tournage d'un tube rigide avec un outil présentant une flexibilité suivant la direction axiale, et aussi il nous donne une idée très claire pour bien comprendre le phénomène de broutement d'une manière générale. Ce modèle se repose sur trois hypothèses de coupe :

- Coupe orthogonale (l'usinage d'un tube à paroi mince permet de s'en approcher) ;
- Dépendance linéaire de l'effort instantané de coupe de la section du copeau ;

- Comportement dynamique de l'outil assimilable à celui d'un système masse-ressort-amortisseur, Figure I.10.

Le modèle mathématique représenté dans la figure (modèle de Tobias) est le suivant :

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = -C_F w(f + x(t) - x(t - \tau)) \quad (\text{I.9})$$

$$\tau = 60/N \quad (\text{I.10})$$

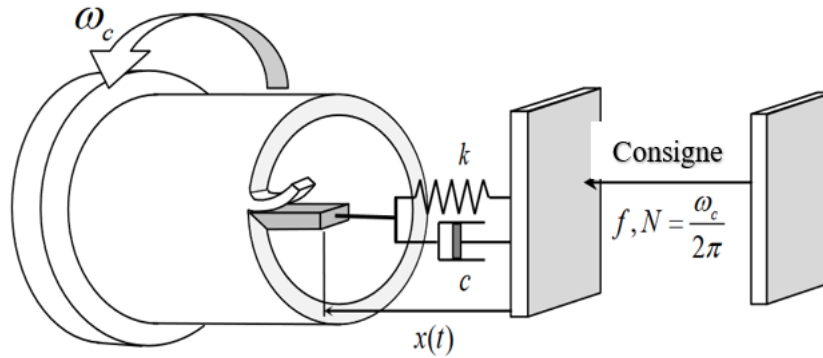


Figure I.10 – Modèle de broutement de Tobias pour le tournage [11].

Avec :

- m : la masse de l'outil [Kg],
- c : le coefficient de l'amortissement [Ns/m],
- k : la raideur de l'outil [N/m],
- C_F : la Pression spécifique de coupe du couple outil-pièce [N/m^2],
- w : est la largeur du copeau (épaisseur du tube) [m],
- f : la consigne d'avance par tour [m/tr],
- τ : est le décalage temporel ou retard entre le passage précédent et actuel de l'outil, soit la durée d'une période : $\tau = 60/N$ [s] ,
- ω_c : représente la vitesse de rotation angulaire de la broche [rd/s] ,
- N : représente la vitesse de rotation de la broche [tr/s] ,
- $x(t) - x(t - \tau)$: désigne la contribution du mécanisme de régénération.

Cette équation admet une solution triviale constante $x_0(t)$:

$$x_0(t) = -\frac{C_F \cdot w \cdot f}{k} \quad (\text{I.11})$$

Qui correspond au recul de l'outil sous l'effet de l'effort de coupe en absence des vibrations. La soustraction de cette solution à l'équation initiale (I .9) donne :

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) = -C_F w(u(t) - u(t - \tau)) \quad (\text{I.12})$$

Où : $u = x - x_0$. La recherche des conditions de brottement se ramène alors à l'étude de la stabilité du point fixe $u(t) = 0$; selon Moraru [12], au sens de la première méthode de Lyapouov, qui définit la stabilité comme la convergence au bout d'un temps infini de la solution de l'équation précédente vers le point fixe, en présence d'une petite perturbation initiale.

La forme particulière de la frontière de stabilité de cette dernière équation, dans l'espace des paramètres de coupe et plus particulièrement en fonction de la vitesse de rotation de la broche et de la profondeur de passe, a conduit les chercheurs à la désigner sous le nom de lobes de stabilité.

I.6.3 Modèle de Nigm, Sadek et Tobias

Nigm, Sadek et Tobias [9] ont utilisé une analyse dimensionnelle de l'état d'équilibre de la coupe orthogonale, pour obtenir des expressions mathématiques pour le rapport épaisseur de copeau et le rapport de la force en termes de l'angle de dépouille, de la vitesse de coupe et le taux de coupe.

Ils ont considéré un incrément d'oscillation du plan de cisaillement en réponse à la variation dynamique des paramètres de coupe comme suit :

$$d\phi = n_1 ds + n_2 d\alpha + n_3 d\phi + n_4 dv \quad (\text{I.13})$$

Ils ont obtenu les expressions suivantes des incréments des composantes de la force de coupe :

$$dp_x = wk_{1c} \left\{ C_1(x - x_\tau) + C_2 \frac{\dot{x}}{v_0} + C_3 \left(\frac{\dot{x}}{v_0} - \frac{\dot{x}_\tau}{v_0} \right) \right\} \quad (\text{I.14})$$

$$dp_y = wk_{1c} \left\{ T_1(x - x_\tau) + T_2 \frac{\dot{x}}{v_0} + T_3 \left(\frac{\dot{x}}{v_0} - \frac{\dot{x}_\tau}{v_0} \right) \right\} \quad (\text{I.15})$$

où la direction X est considérée positive dans le matériau, et sont respectivement les déviations de l'outil de sa trajectoire prédéfinie durant les passes d'outil ac-

tuelles et suivantes, C_1, C_2, C_3, T_1, T_2 et T_3 sont les coefficients de coupe qui sont déterminés par la géométrie de coupe.

I.6.4 Modèle de Wu et Liu

Wu et Liu [9] commencent avec les équations de Merchant (A.1) et (A.2) et supposent qu'une forme exponentielle pour le coefficient moyen du frottement ($\mu = \tan\beta$) peut être obtenue à partir des mesures en coupe statique. Ils utilisent une forme d'approximation de la relation de continuité de l'équation (I.3) en relation avec la formule de l'angle de cisaillement :

$$\phi = \frac{1}{2}C_m - \frac{1}{2}(\beta - \alpha) \quad (\text{I.16})$$

Où A_ϕ, B_ϕ et C_ϕ sont les angles de cisaillement dynamique évalués à une condition de coupe dynamique donnée, avec un angle de cisaillement moyen (ϕ_0) et une vitesse de coupe (v_0). La relation représente une approximation du premier ordre pour les oscillations d'angle de cisaillement autour des conditions moyennes de coupe quand l'outil est libre d'osciller par rapport à la normale et à la tangentielle à la surface usinée.

Wu et Liu substituent la relation de l'angle de cisaillement dynamique dans les équations (A.1) et (A.2) et obtiennent ainsi :

$$P_x = -2w\tau(x_0 - x) \left[(A_x - C_x v_0) + \frac{1}{2}B_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - \frac{1}{2}C_x(\dot{y} - \dot{y}_0) \right] + f_p \quad (\text{I.17})$$

$$P_y = 2w\tau(x_0 - x) \left[(A_y - C_y v_0) + \frac{1}{2}B_y(\dot{x} - \dot{x}_0) - \frac{1}{2}C_y(\dot{y} - \dot{y}_0) \right] \quad (\text{I.18})$$

Où A_X, B_X et C_X ; et A_y, B_y et C_y sont les coefficients dynamiques de coupe. f_p Est la force de pénétration qu'ils approximent comme suit :

$$f_p = \frac{Kw}{v_0} \dot{x} \quad (\text{I.19})$$

Ils arrivent à une forme réduite de la force de coupe dynamique et de la relation de l'angle de cisaillement, en supposant une longueur constante du plan de cisaillement :

$$\cos \phi = (A_\phi - C_\phi v_0) + B_x(\dot{x} - \dot{x}_0) \quad (\text{I.20})$$

$$P_x = -2w\tau(x_0 - x) [(A_x - C_x v_0) + B_x(\dot{x} - \dot{x}_0)] - f_p \quad (\text{I.21})$$

$$P_y = 2w\tau(x_0 - x) [(A_y - C_y v_0) + B_y(\dot{x} - \dot{x}_0)] \quad (\text{I.22})$$

I.7 Analyse de la stabilité du broutement

Cette partie traite l'aspect physique de l'instabilité du broutement. Elle commence par l'analyse de la stabilité classique qui est concernée par la relation entre l'instabilité, l'amortissement et la force de coupe aux différentes vitesses de la broche.

I.7.1 Mise en équation du système dynamique

Le but de cette partie est de déterminer les zones stables et instables en fonction des paramètres de coupe utilisés. Le système est modélisé par un système masse-ressort-amortisseur. Ces caractéristiques sont m_y , c_y et k_y qui sont respectivement : la masse, l'amortissement et la raideur.

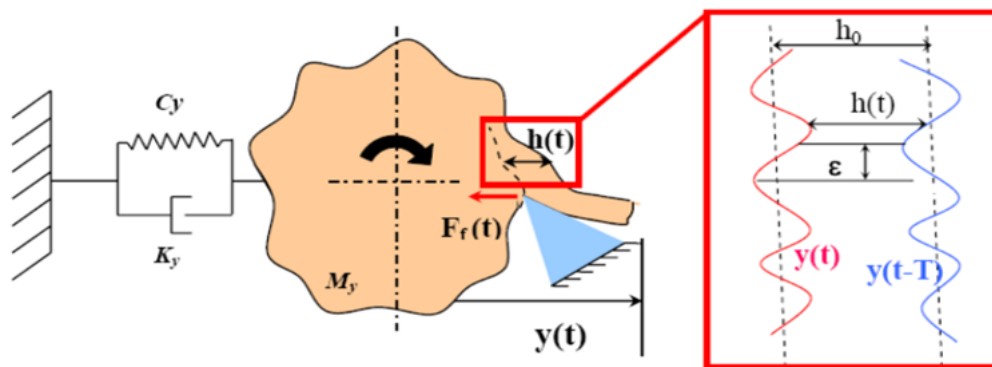


Figure I.11 – Schématisation du procédé d'usinage [12].

Avec :

- $F_f(t)$: effort d'avance ;
- h_0 : épaisseur du copeau non déformé ;
- $h(t)$: épaisseur du copeau instantanée ;
- $y(t)$: vibration relative outil/pièce ;
- ε : décalage de phase des vibrations d'un trou à l'autre, $0 < \varepsilon < 2\pi$;
- n : nombre d'ondulations entière entre chaque tour ;

- N : Vitesse de rotation de la pièce.

L'équation de la dynamique régissant ce système est donc donnée sous la forme :

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = F_f(t) \quad (\text{I.23})$$

L'effort est déterminé par une loi de coupe linéaire :

$$F_f(t) = K_f b h(t) \quad (\text{I.24})$$

L'équation de la dynamique devient donc :

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = K_f b (h_0 + [y(t - T) - y(t)]) \quad (\text{I.25})$$

Afin de pouvoir résoudre ce système de manière analytique, il est nécessaire de passer dans le domaine de Laplace :

$$m_y s^2 y(s) + c_y s y(s) + k_y y(s) = K_f b h(s) = K_f b (h_0 + (e^{-sT} - 1) y(s)) \quad (\text{I.26})$$

où $\Leftrightarrow y(s) = F_f(s) \phi(s)$.

Dans la Figure I.12 on présente le schéma modélisant le système dynamique sous forme de boucles de retour.

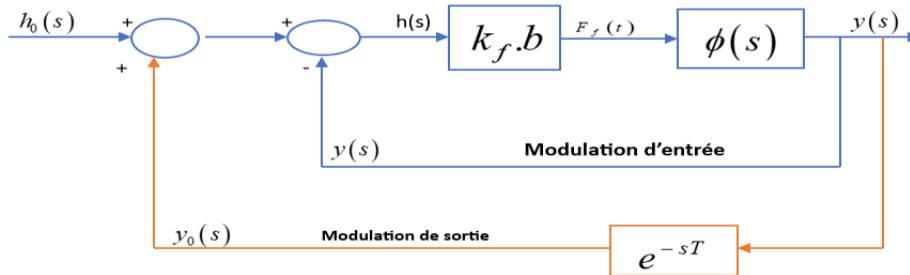


Figure I.12 – Schéma modélisant analytiquement le système dynamique [2].

Les données du système sont donc :

- la pulsation propre : $\omega_n = \sqrt{\frac{k_y}{m_y}}$,
- le coefficient d'amortissement : $\xi = \frac{c_y}{2\sqrt{k_y m_y}}$,
- masse équivalente du système m_y ,
- la raideur équivalente du système k_y .

La fonction de transfert du système à 1 degré de liberté $\phi(s)$ est donc :

$$\phi(s) = \frac{\omega_n^2}{k_y(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (\text{I.27})$$

I.7.2 Étude de la stabilité du système

La recherche de la stabilité du système s'effectue par l'étude du rapport entre l'épaisseur moyenne du copeau $h(s)$ et l'épaisseur du copeau non déformée h_0 et :

$$\frac{h(s)}{h_0} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-sT}) K_f b \phi(s)} \quad (\text{I.28})$$

Considérons $s = \sigma + j\omega_c$, une racine de l'équation caractéristique associée à l'équation ci-dessus. Si σ est positif, la transformée inverse de Laplace de la racine comporte un terme en $e^{+\sigma|T}$. L'amplitude des vibrations tend vers l'infini et le système sera donc instable. Au contraire, si σ est négatif, la racine avec le terme $e^{+\sigma|T}$ converge et le système est considéré comme stable.

Pour obtenir la frontière de la stabilité, il faut donc se placer à $\sigma = 0$. La résolution de l'équation caractéristique en ce point permet d'obtenir la largeur de coupe limite (b_{lim}).

$$1 + (1 - e^{-j\omega_c T}) K_f b_{\text{lim}} \phi(s) = 0 \quad (\text{I.29})$$

Soit $\phi(j\omega_c) = G + jH$. En développant l'équation (I.30), elle devient alors :

$$(1 + K_f b_{\text{lim}} [G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T]) + (K_f b_{\text{lim}} [G \sin \omega_c T - H(1 - \cos \omega_c T)]) = 0 \quad (\text{I.30})$$

Pour satisfaire cette relation, il faut que la partie réelle et la partie imaginaire soient nulles.

I.7.3 Annulation de la partie imaginaire

La partie imaginaire est :

$$(K_f b_{\text{lim}} [G \sin \omega_c T - H(1 - \cos \omega_c T)]) = 0 \quad (\text{I.31})$$

Cette équation permet d'obtenir le déphasage de la fonction de transfert liée à la structure, Comme $\psi = \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)}$, or $\frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin \omega_c T}{\cos \omega_c T - 1}$. Après transformation, $\tan \psi$

s'écrit :

$$\tan \psi = \tan \left(\frac{\omega_c T}{2} - \frac{3\pi}{2} \right) \quad (\text{I.32})$$

$$\text{soit : } \omega_c T = 3\pi + 2\psi + 2k\pi$$

Le but est de relier la fréquence de vibration régénératif aux paramètres de coupe, notamment la vitesse de rotation et la profondeur de passe, afin de tracer les lobes de stabilité. L'équation (I.32) et pour $T = \frac{60}{N}$ permet d'obtenir la relation concernant la vitesse de rotation.

$$N(\omega_c) = \frac{60\omega_c}{2k\pi + 2\psi(\omega_c) + 3\pi} \quad (\text{I.33})$$

Pour trouver la relation faisant intervenir la profondeur de passe limite, il faut résoudre la deuxième partie de l'équation (I.31) : annuler la partie réelle.

I.7.4 Annulation de la partie réelle

La partie réelle est :

$$1 + K_f b_{\text{lim}} [G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T] = 0 \quad (\text{I.34})$$

Les équations (I.32) et (I.35) permettent de déduire : $b_{\text{lim}} = \text{fonction}(\omega_c)$:

$$b_{\text{lim}} = \frac{-1}{2K_f G(\omega_c)} \quad (\text{I.35})$$

Avec : $G(\omega_c) = \text{Re}(\phi(j\omega_c))$

b_{lim} Correspond à une valeur physique positive. Cette égalité n'est valable que pour des valeurs de $G(\omega_c)$ négatives [12].

I.8 Méthodologie de la construction des lobes de stabilité

Les expressions de la vitesse de rotation et de la profondeur de passe limite en fonction de la fréquence de brottement permettent de tracer les lobes de stabilité. Ce graphique permet de délimiter les zones stables et instables de la coupe en fonction de la vitesse de rotation et de la profondeur de passe. Ils permettent par conséquent d'optimiser les conditions de coupe pour un système outil-pièce

donné. En effet, le changement d'un des paramètres dynamiques de l'équation (I.23) nécessite de rééditer tout le calcul précédemment expliqué. Pour tracer ces lobes de stabilité, l'algorithme est montré par la Figure(I.13).

1. Calcul de $b_{i,\text{lim}} = a_{p,\text{lim}}$ correspondant à ω_{ci} à l'aide de l'équation (I.35) ;
 2. Calcul du déphasage ψ pour une fréquence ω_{ci} à l'aide de l'équation (I.35) ;
 3. Calcul des différentes vitesses de rotation N_{ik} en faisant varier $k = \{1, 2, 3, \dots, n\}$;
 4. Répétition de l'opération avec une autre fréquence ω_{ci} .
- (k représente le nombre d'ondulations complètes pendant un tour) [3].

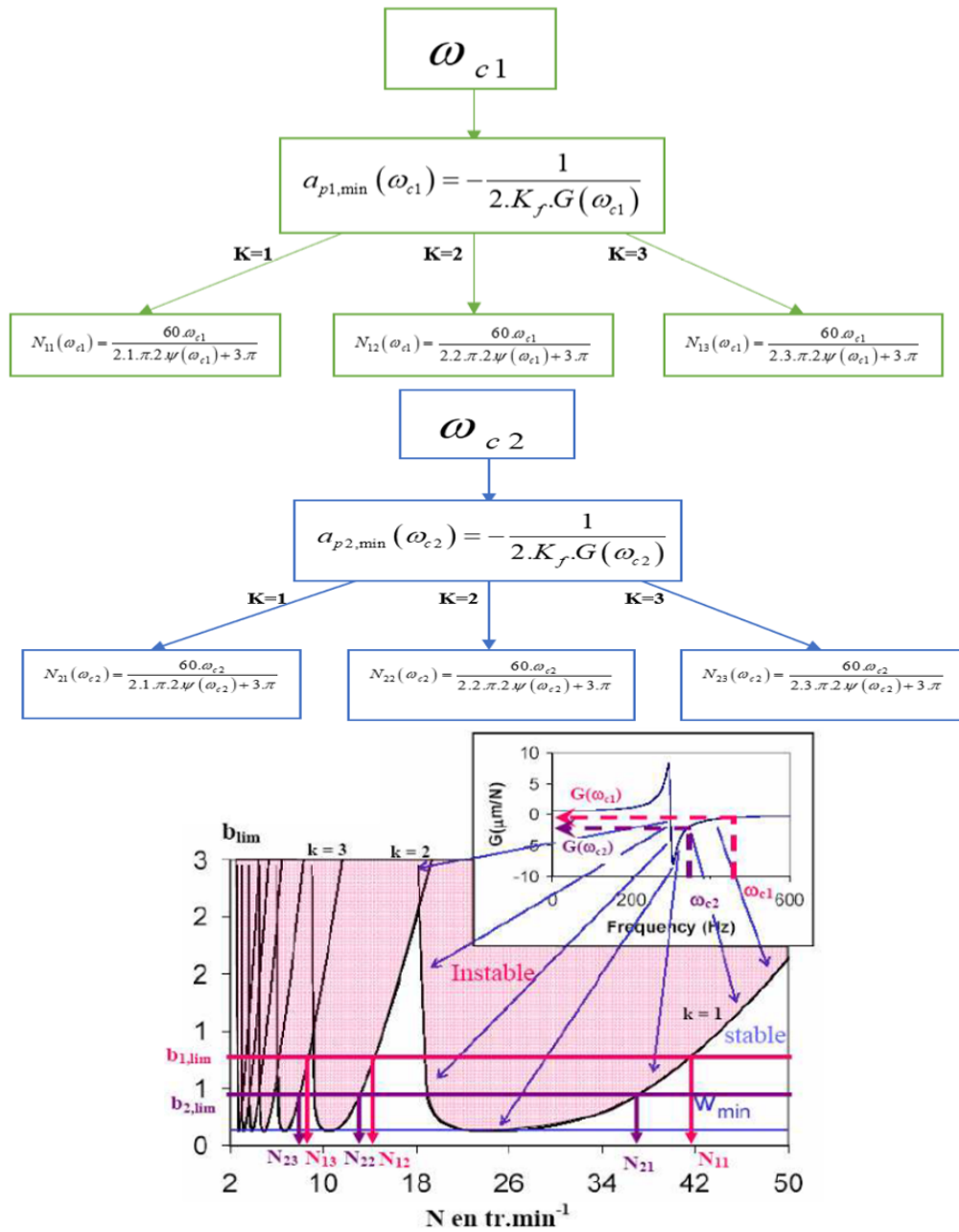


Figure I.13 – Algorithme de calcul des lobes de stabilité en tournage (coupe orthogonale) [3].



CHAPITRE II

Comportement dynamique du fraisage

Comportement dynamique du fraisage



II.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter un modèle prédictif des efforts de coupe pour le fraisage périphérique qui tient compte de la géométrie de la fraise et les paramètres de coupe ; et nous essayons par la suite de donner quelques résultats des efforts de coupe en considérant plusieurs paramètres. Ainsi que, la modélisation des phénomènes intervenant dans la simulation de l'usinage en dynamique et étude des vibrations d'un modèle simplifié (un seul degré de liberté), puis la généralisation à un système d'usinage à deux degrés de liberté en étudiant les phénomènes qui influent sur ce dernier.

II.2 Modélisation des efforts de coupe en fraisage

II.2.1 Mécanisme du fraisage

Le fraisage est un procédé de fabrication mécanique qui consiste à enlever de la matière d'une pièce en coordination entre le mouvement de rotation d'un outil de forme cylindrique à plusieurs arêtes de coupe (mouvement de coupe) et l'avance rectiligne de la pièce (mouvement d'avance).

L'une des caractéristiques les plus importantes du fraisage est la cinématique de l'épaisseur générée du copeau. Chaque dent de l'outil de fraisage suit une trajectoire dite trochoïdale, ce qui signifie que l'épaisseur du copeau varie à partir du

premier contact entre la dent et la matière jusqu'à la fin de la séquence de coupe de la dent.

Cette cinématique complexe peut influencer la qualité de la surface usinée ainsi que les forces de coupe et les vibrations de l'outil pendant l'usinage. Pour optimiser le processus de fraisage, il est donc important de bien comprendre la cinématique de l'épaisseur générée du copeau et de choisir des outils adaptés pour obtenir une surface usinée de haute qualité avec une productivité élevée.

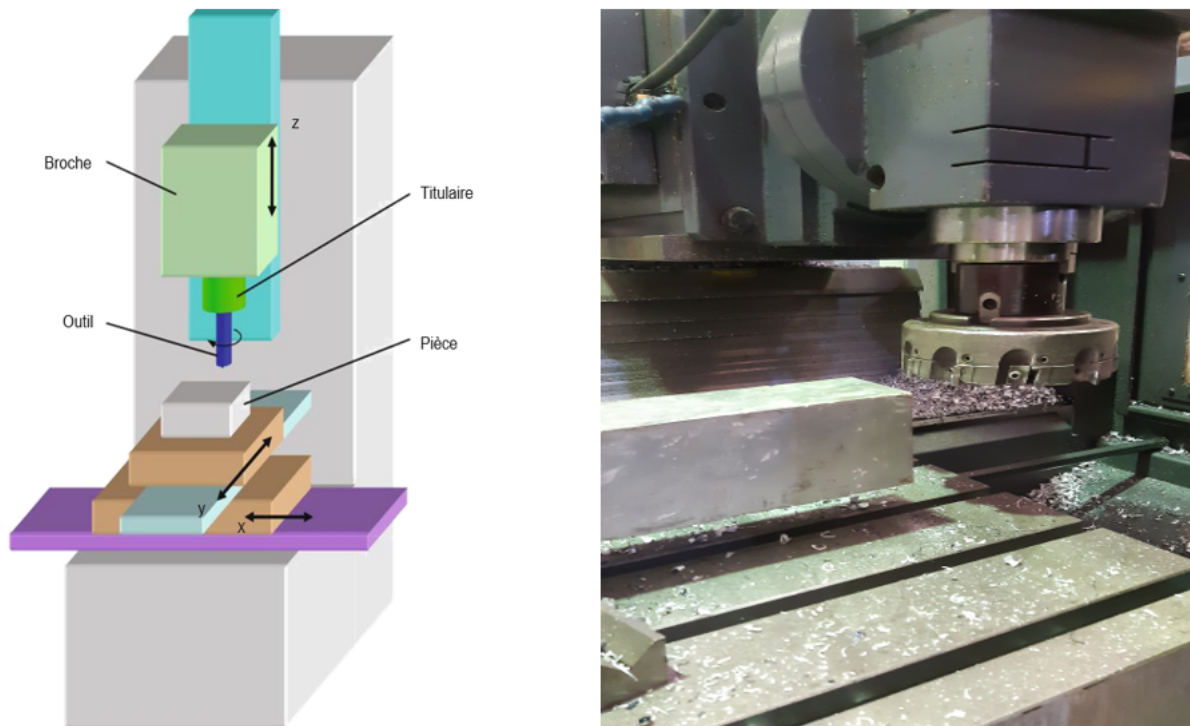


Figure II.1 – Schéma et image réel d'une fraiseuse à broche verticale [13].

II.2.1.1 Mouvement de coupe et avance

Dans une opération de fraisage, il y a deux mouvements distincts qui travaillent en coordination pour enlever de la matière de la pièce à usiner ;

- Le premier mouvement est le mouvement de coupe (M_c), qui est le mouvement de rotation rapide de la fraise entraîné par la broche de la fraise.
- Le deuxième mouvement est le mouvement d'avance (M_a), qui est le mouvement lent et uniforme de la pièce à usiner.

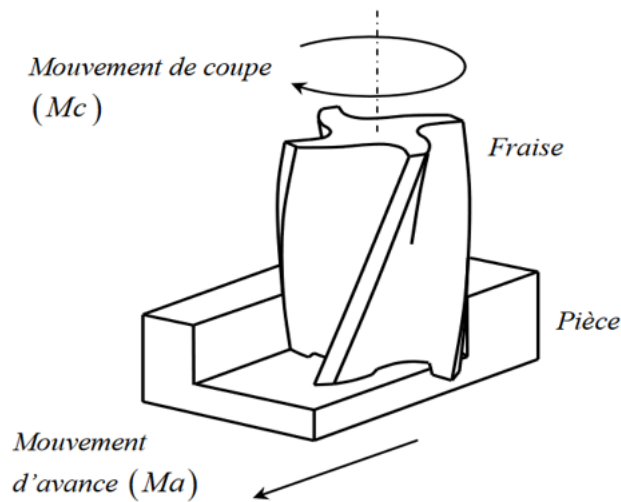


Figure II.2 – Mouvements de coupe et d’avance pour une opération de fraisage [14].

II.2.1.2 Angle d’entrée et angle de sortie

En général, on distingue deux types de fraisage : le fraisage en opposition et le fraisage en avalant

- Fraisage en opposition : caractérisé par un mouvement de coupe qui s’oppose au mouvement d’avance de la pièce.

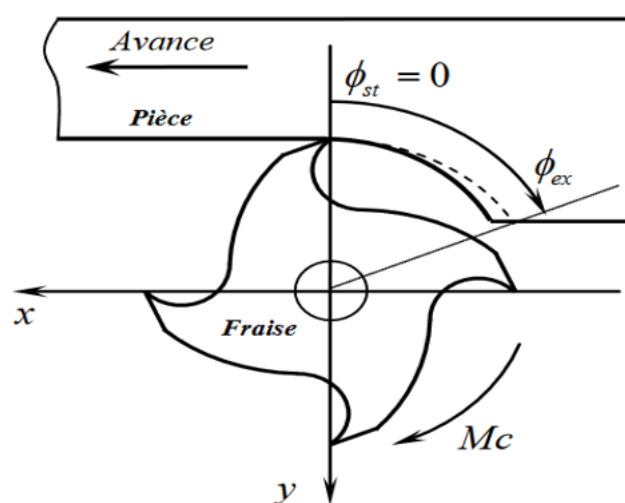


Figure II.3 – Fraisage en opposition [14].

Chaque dent entre dans la matière avec un angle d’entrée (ϕ_{st}) et sort avec un angle de sortie (ϕ_{ex}) et ces angles sont donnés par les relations suivantes [15] :

$$\begin{cases} \phi_{st} = 0 \\ \phi_{ex} = \arccos((D - 2d_r) / D) \end{cases} \quad (\text{II.1})$$

- Fraisage en avalant : caractérisé par un mouvement de coupe et un mouvement d'avance de la pièce qui vont dans la même direction.

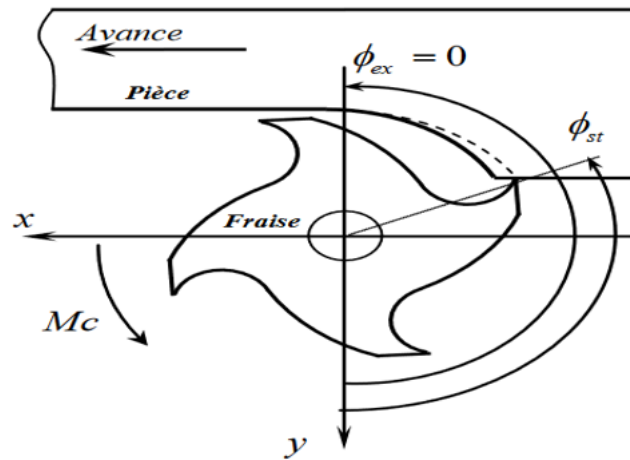


Figure II.4 – Fraisage en avalant [14].

Les angles d'entrée et de sortie de chaque dent sont donnés par les relations suivantes [15] :

$$\begin{cases} \phi_{st} = \pi - \arccos((D - 2d_r) / D) \\ \phi_{ex} = \pi \end{cases} \quad (\text{II.2})$$

Avec :

- D : diamètre de la fraise (mm),
- d_r : profondeur de coupe radiale(mm).

II.2.1.3 Vitesse de coupe

La vitesse de coupe en fraisage est la vitesse à laquelle la surface de la pièce est usinée par l'outil de coupe. La relation entre la vitesse de coupe (V_c) et la vitesse de rotation de la broche (ω_c) peut être exprimée par la formule suivante :

$$V_c = \omega_c \frac{D}{2} \quad (\text{II.3})$$

Le choix de la vitesse de coupe (V_c) conduit à la détermination de la fréquence de rotation N en fonction des paramètres suivants [16] :

- Type de fraise (géométrie),
- Type de lubrification (extérieur, central sous pression),
- Matériau d'outil (nuance et revêtement),

- Caractéristiques de l'opération : ébauche, finition,
- Caractéristiques de la machine : vitesse de broche maximum, puissance, rigidité,
- Sécurité : limitation de la vitesse de rotation par rapport au balourd de l'outil (Équilibrage),
- Des critères technoéconomiques de fabrication :
 - o Qualité : forme, précision, état de surface,
 - o Coût de la pièce : il dépend du coût de l'outil, du nombre de pièces à réaliser et de la durée de vie des outils en usinage (tenue à l'usure) donc des contraintes sur le choix des Paramètres de coupe.

II.2.1.4 Avance et vitesse d'avance

La vitesse d'avance de la table en fraisage correspond à la vitesse à laquelle la pièce se déplace par rapport à l'outil de coupe. Elle dépend de la vitesse de rotation de la fraise et de l'avance par dent.

- La relation entre la vitesse d'avance de la table et la vitesse de rotation de la fraise est donnée par la relation suivante :

$$V_a = N f_t N_t \quad (\text{II.4})$$

- On appelle avance par dent f_t le déplacement en millimètres de la pièce pendant le temps de passage de deux dents successives.

- On appelle avance par tour f le déplacement de la pièce pendant un tour de la fraise, il est donné par la relation suivante :

$$f = f_t N_t \quad (\text{II.5})$$

Avec :

- N : vitesse de rotation de la broche de la fraise [tr/min],
- f_t : avance par dent [mm],
- N_t : nombre de dents de la fraise .

II.2.1.5 Épaisseur du copeau

L'épaisseur du copeau en fraisage est l'épaisseur radiale de matière qui est enlevée entre la surface précédemment usinée et la position actuelle de la dent de la fraise en phase de coupe. Cette épaisseur de copeau dépend de la position angulaire de la dent et peut être calculée à l'aide de la formule suivante :

$$h(\phi) = f_t \sin(\phi) \quad (\text{II.6})$$

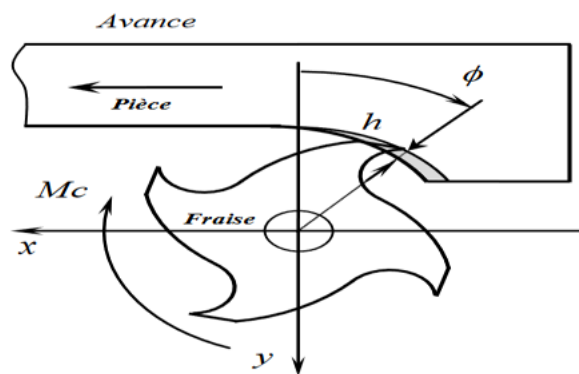


Figure II.5 – Épaisseur instantanée du copeau [14].

II.2.2 Différents types de fraisage

- Fraisage de face (ou en bout) : Pour ce type d'usinage la surface à réaliser est perpendiculaire à l'axe de la fraise.

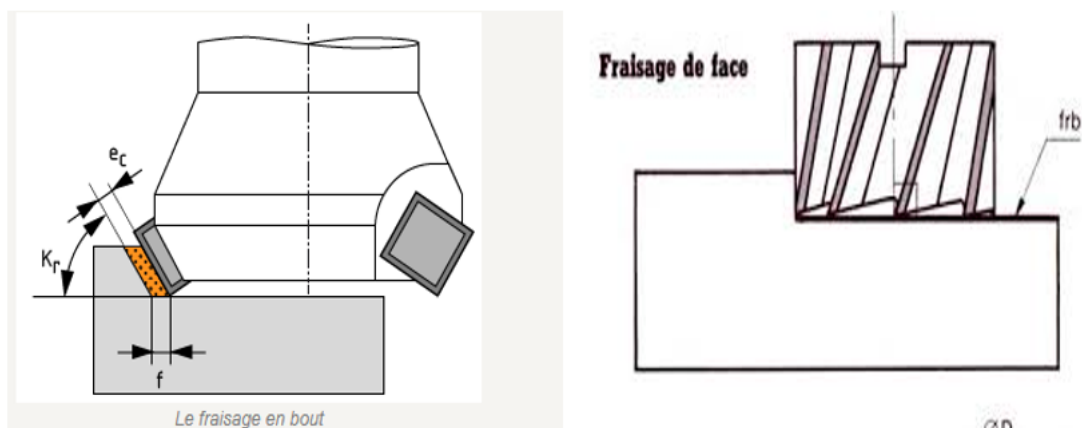


Figure II.6 – Fraisage de face [16].

Ce mode de fraisage est réalisé avec le bout d'une fraise "deux tailles ou une taille", d'une fraise à dents rapportées, avec les faces d'une fraise trois tailles et se trouve combiné (face et profil) dans l'usinage associé des surfaces. La surface obtenue est généralement d'une précision géométrique meilleure que celle obtenue en fraisage de profil. Lorsque l'axe de la fraise est perpendiculaire à la surface, chaque dent laisse un trait croisé sur la pièce (voir figure) et il est nécessaire que la fraise sorte complètement de la pièce, ce qui augmente la course de travail.

- Fraisage de profil (ou en roulant) : Pour ce type d'usinage la surface à réaliser est parallèle à l'axe de la fraise, elle est réalisée par une génératrice de l'outil de coupe.

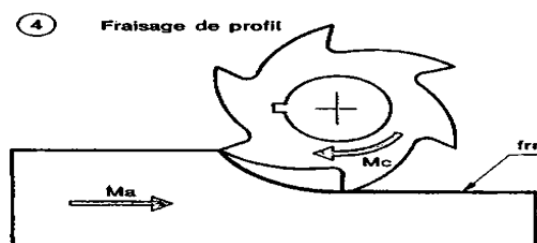


Figure II.7 – Fraisage de profil [16].

- Fraisage combiné à prédominance de face : La surface usinée est obtenue par l'usinage simultané de deux surfaces dont l'une est faite en fraisage de face et l'autre en fraisage de profil.

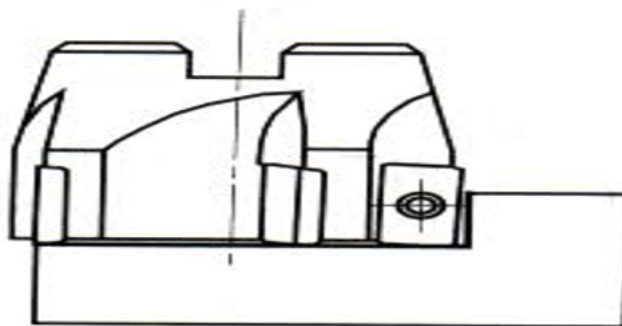


Figure II.8 – Fraisage combiné à prédominance de face [16].

II.2.3 Prédiction des efforts de coupe en fraisage périphérique en régime statique

Pour prédire les efforts de coupe nous allons considérer l'outil et la pièce à usiner comme étant rigide et nous allons développer les expressions de la force de

coupe, (F) géométriquement (figure II.9) (figure II.10).

l'effort de coupe n'est pas constant dans ces conditions. C'est plutôt une fonction de l'angle de coupe. L'expression de la force de coupe est compliquée par la variation de l'épaisseur du copeau avec l'angle de la fraise, le nombre de dents engagées simultanément dans la coupe à tout instant et la projection de la force de coupe dans un cadre de coordonnées non rotatif.

Nous pouvons exprimer la force de coupe sur n'importe quelle arête de coupe en fonction de la surface du copeau (A) et de la force spécifique (K_s) : dépend du matériau de la pièce, de la géométrie de l'outil.

$$F = K_s A = K_s b h. \quad (\text{II.7})$$

Les composants normales et tangentielles peuvent être écrits comme suite :

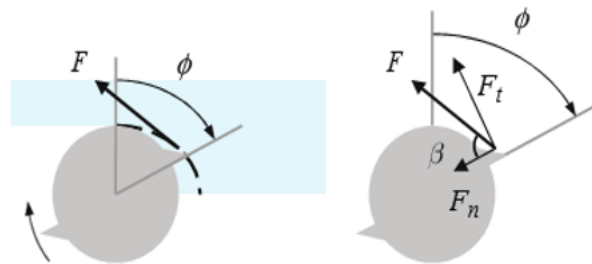


Figure II.9 – Géométrie de l'effort de coupe du fraisage [13].

$$F_n = \cos(\beta)F = \cos(\beta)K_s b h = k_n b h \quad (\text{II.8})$$

$$F_t = \sin(\beta)F = \sin(\beta)K_s b h = k_t b h. \quad (\text{II.9})$$

Cette figure montre la force de coupe exercée sur une seule dent, Sur la base de

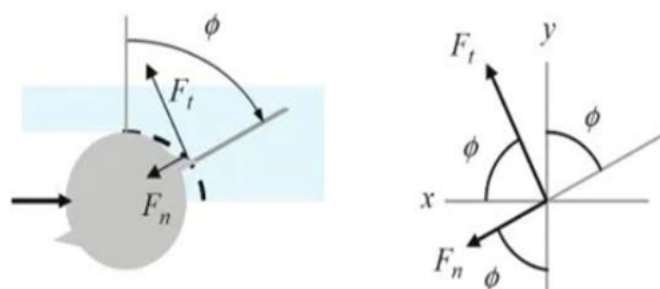


Figure II.10 – Géométrie de projection pour les composantes d'effort de coupe tangentiel et normal dans les directions x et y [13].

notre hypothèse de dents de coupe droites, nous pouvons négliger la composante de direction z .

Nous projeter les composantes normale et tangentielle dans les directions x et y à l'aide de l'angle de coupe ϕ :

$$F_x = F_t \cos(\phi) + F_n \sin(\phi) \quad (\text{II.10})$$

$$F_y = F_t \sin(\phi) - F_n \cos(\phi) \quad (\text{II.11})$$

Nous pouvons maintenant remplacer les composantes de force tangentielle et normale et l'épaisseur instantanée du copeau par l'expression fournie dans l'Eq (II.6). Dans les équations (II.10) et (II.11) Cela donne :

$$F_x = \sum_{j=1}^{N_t} k_t b f_t \sin(\phi_j) \cos(\phi_j) + k_n b f_t \sin(\phi_j) \sin(\phi_j) \quad (\text{II.12})$$

$$F_y = \sum_{j=1}^{N_t} k_t b f_t \sin(\phi_j) \sin(\phi_j) - k_n b f_t \sin(\phi_j) \cos(\phi_j) \quad (\text{II.13})$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (\text{II.14})$$

II.2.4 Simulation des efforts de coupe pour le fraisage péri-phérique en régime statique

En utilisons un code de calcul sur MATLAB, les résultats de simulation d'un seul tour pour le cas du fraisage périphérique pour deux configurations d'usinage : fraisage en opposition et fraisage en avalant.

- Cas de surfaçage périphérique à immersion radiale à 25% :

En utilisant les données expérimentales de [13] qui sont :

Un matériau de la pièce est en alliage d'aluminium et usiné avec une fraise à 4 dents ($k_s = 791 \text{ N/mm}^2$ et $\beta = 71.6^\circ$) $d=19 \text{ mm}$; $a = \frac{r}{2}=4.75 \text{ mm}$; $N_t=4$ dent ; $b=5 \text{ mm}$; et $f_t=0,1 \text{ mm/dent}$; $\Omega=7500 \text{ tr/min}$.

Nous calculons k_t et k_n comme nous avons expliqué précédemment :

$$k_t=750\text{N/mm}^2 \text{ et } k_n=250\text{N/mm}^2 .$$

Pour le fraisage en opposition : $\phi_s=0^\circ$; $\phi_e = \cos^{-1}\left(\frac{r-a}{r}\right) = \frac{r-\frac{r}{2}}{r} = \frac{1}{2} = 60^\circ$;

Pour le fraisage en avalant : $\phi_s=180^\circ$; $\phi_e = 180 - \cos^{-1}\left(\frac{r-a}{r}\right) = 180 - 60 = 120^\circ$.

a) Forces de coupe pour le fraisage en opposition et en avalant en fonction de l'angle :

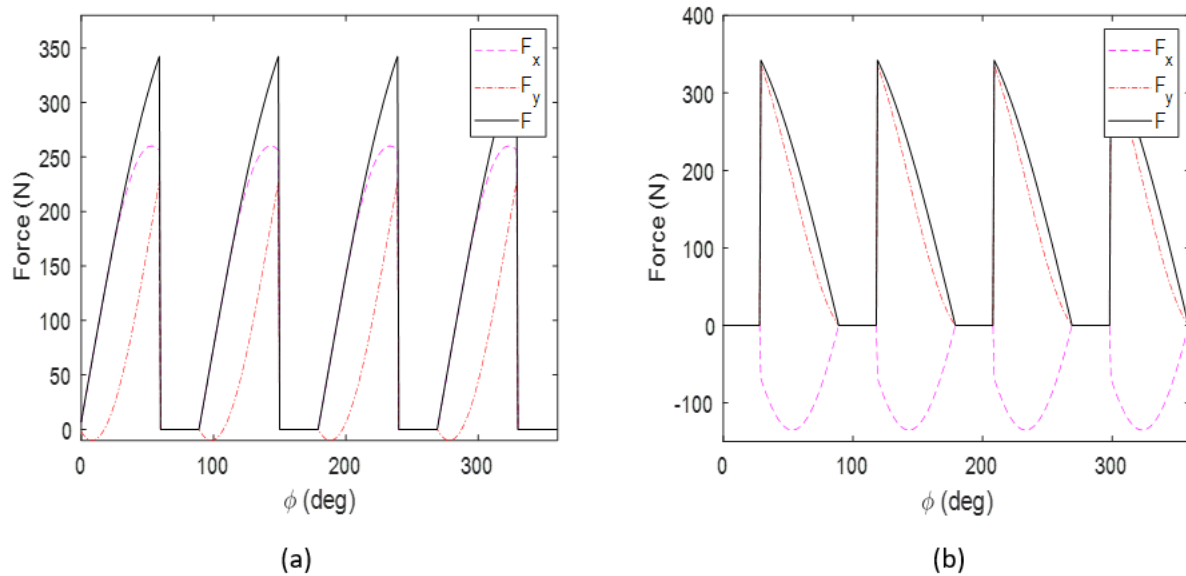


Figure II.11 – Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de l'angle : (a) :en opposition, (b) :en avalant.

Comparaison avec la référence [13]

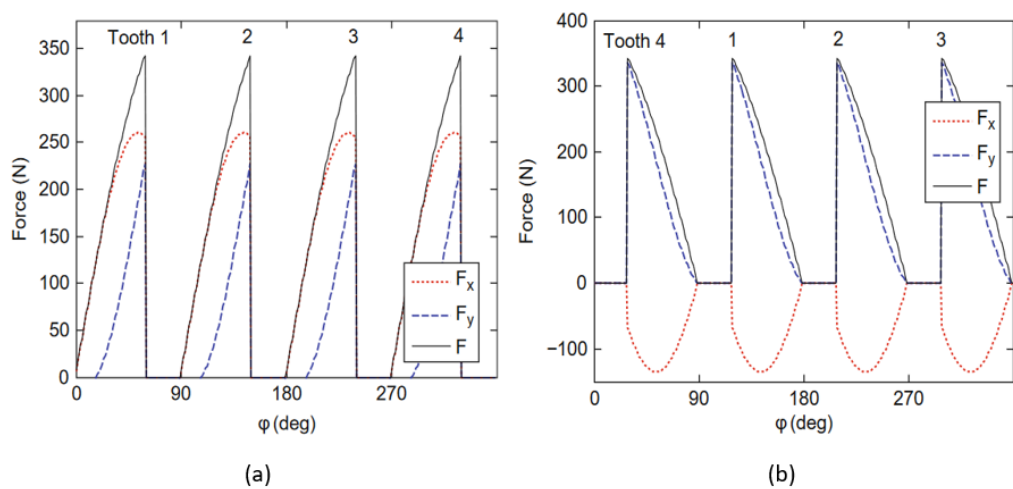


Figure II.12 – Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de l'angle : (a) :en opposition, (b) :en avalant [13].

b) Forces de coupe pour le fraisage en opposition et en avalent en fonction de temps :

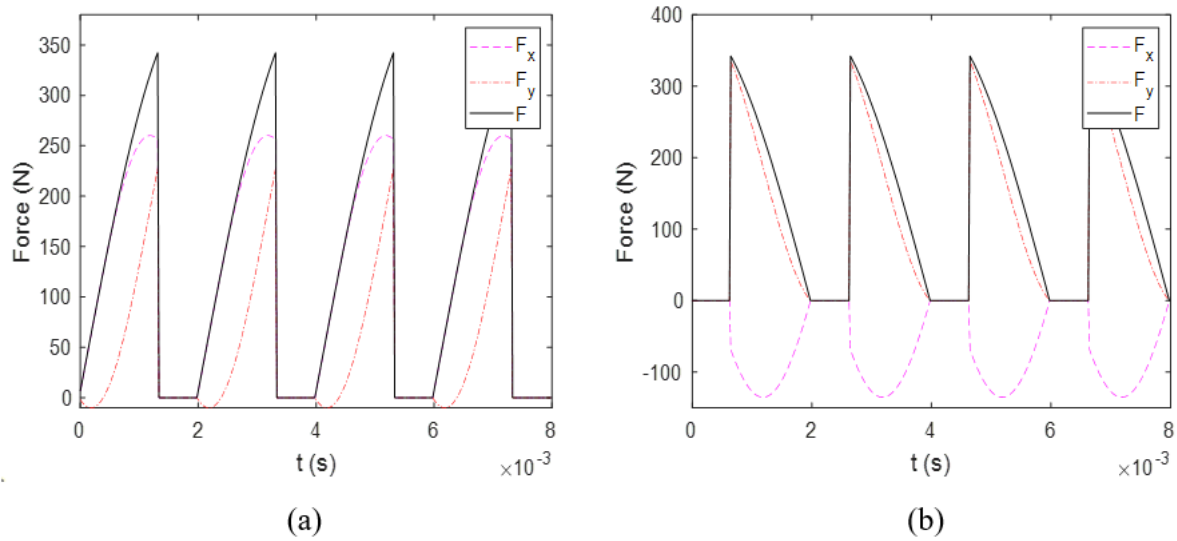


Figure II.13 – Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de temps : (a) :en opposition, (b) :en avalent.

Comparaison avec la référence [13]

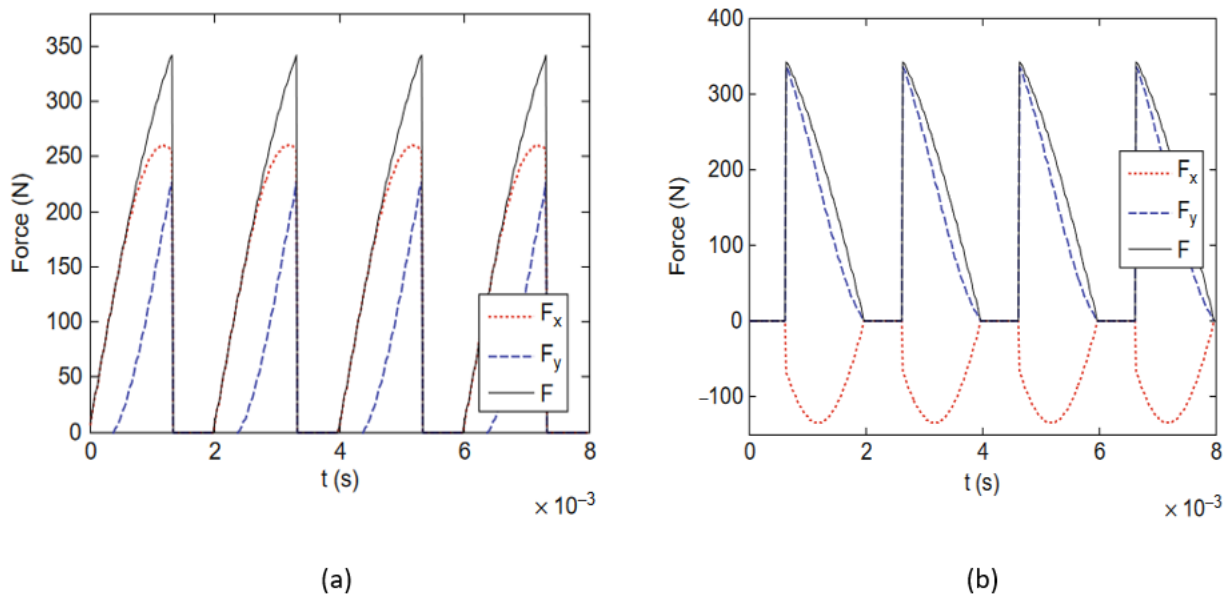


Figure II.14 – Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de temps : (a) :en opposition, (b) :en avalent [13].

On remarque que les graphes ont les mêmes allures.

On a changé la force spécifique de matériau de la pièce et garder les autres propriétés mécanique ($k_s = 850 \text{ N/mm}^2$ et $\beta = 71.6^\circ$)

Donc : $k_t=806.54N/mm^2$ et $k_n=268.30N/mm^2$.

a) Forces de coupe pour le fraisage en opposition et en avalent en fonction de l'angle :

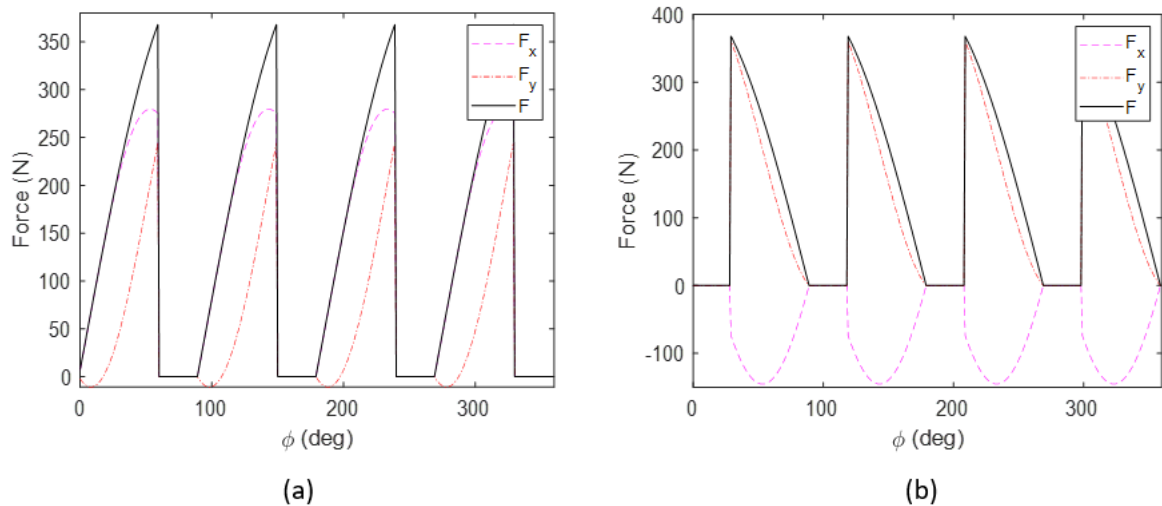


Figure II.15 – Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de l'angle : (a) :en opposition, (b) :en avalent .

Nous voyons que :

Pour le fraisage en opposition :-La dent 1 est engagée entre 0 et 59° degrés ;

-L'épaisseur du copeau augmente avec l'angle de la fraise dans le fraisage en opposition, ce qui entraîne une augmentation des niveaux de force ;

-Les forces diminuent à zéro à 59 degrés lorsque la dent 2 entre dans la coupe à 90° ;

-La dent 2 reste engagée jusqu'à 150°, lorsque la force redescend à zéro,.....
 (Ce schéma se répète pour un tour complet avec les quatre dents).

Pour le fraisage en avalent :-La dent 4 entre en premier dans la coupe(Un délai de 29° se produit avant que la dent 4 ne commence à couper) ;

-La dent 4 a un avancement de 89° par rapport à la dent 1, plus 28°, ce qui donne un angle de départ de coupe de 118° ;

-Le niveau maximal de force est rencontré à 29° et diminue avec l'épaisseur du copeau jusqu'à 89°(Le fraisage avalant est souvent privilégié pour les passes de finition en raison de la réduction de la force et de l'amélioration de la qualité de surface) ;

-Une fois l'angle de 89° atteint, la force devient nulle jusqu'à ce que la dent 1

entre dans la coupe à 118° ;

-La force dans la direction x est maintenant négative.

b) Forces de coupe pour le fraisage en opposition et en avalent en fonction de temps :

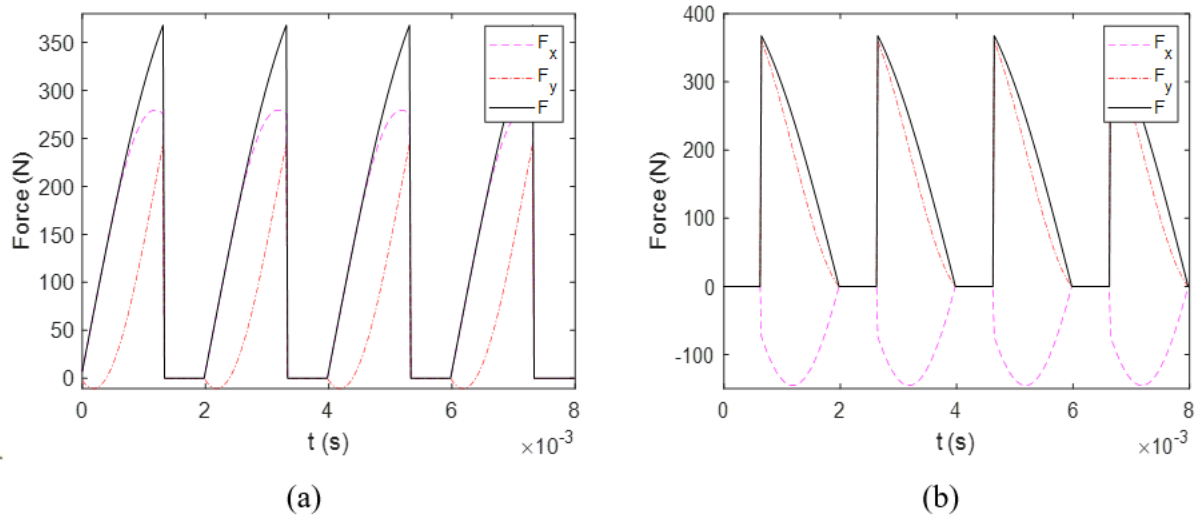


Figure II.16 – Efforts de coupe simulés pour le fraisage périphérique en fonction de temps : (a) :en opposition, (b) :en avalent.

On voit que chaque passage de dent (intervalle angulaire de 90° pour la fraise à quatre dents) nécessite presque 0,002 s.

Lorsque nous modifions la valeur de la force spécifique cela aura un impact sur les forces de coupe, une valeur plus élevée de (K_s signifierait une contrainte plus élevée, cela peut entraîner une augmentation des vibrations et une augmentation de la déformation de la pièce et de l'outil, ce qui peut affecter la qualité de la surface usinée et même causer des problèmes d'usinage tels que des vibrations excessives ou une usure de l'outil.

II.3 Modélisation du fraisage en régime dynamique

II.3.1 Étude des vibrations libres et amortis

Lors du fraisage, les vibrations peuvent causer des défauts géométriques sur la surface usinée, qui peuvent entraîner des marques ou même la destruction de

l'outil de coupe ou de la pièce elle-même. Pour éviter ces problèmes, les industriels doivent souvent travailler à des vitesses de coupe réduites et avec une profondeur de passe limitée, ce qui peut affecter la productivité. Les vibrations sont décrites pour un système masse-amortisseur-ressort :

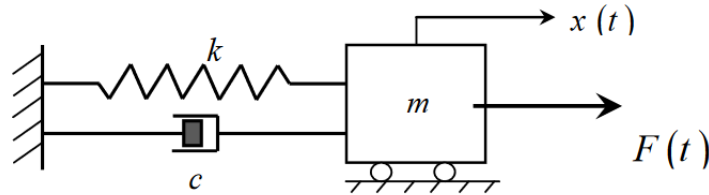


Figure II.17 – Représentation d'un système masse- ressort- amortisseur [14].

L'expression mathématique d'un système vibratoire est une équation différentielle qui s'exprime en fonction de : la masse (m), l'amortissement (c) et la rigidité (k) :

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (\text{II.15})$$

Avec :

$x(t)$: La position du système à chaque instant (t) ;

$F(t)$: La composante du vecteur force dans la direction des $x(t)$.

II.3.1.1 Vibrations libres non amorties [$F(t) = 0$ et $c = 0$]

Pour résoudre le système masse-ressort, nous pouvons utiliser la méthode des transformées de Laplace.

Cette méthode consiste à transformer les équations différentielles en équations algébriques, qui sont plus faciles à résoudre, suite à l'application des conditions initiales arbitraires :

$$\begin{cases} x(t=0) = x_0 \\ \dot{x}(t=0) = v_0 \end{cases} \quad (\text{II.16})$$

On détermine facilement la réponse libre du système :

$$x(t) = \frac{v_0}{\omega_0} \sin(\omega_0 t) + x_0 \cos(\omega_0 t) \quad (\text{II.17})$$

Avec :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{II.18})$$

ω_0 : Est la pulsation propre du système.

On peut aussi écrire cette réponse sous la forme suivante :

$$x(t) = X \sin(\omega_0 t + \phi) \quad (\text{II.19})$$

L'amplitude est donnée par :

$$X = \sqrt{\left(\frac{v_0}{\omega_0}\right)^2 + (x_0)^2} \quad (\text{II.20})$$

Le déphasage est donné par :

$$\phi = \arctan\left(\frac{\omega_0 x_0}{v_0}\right) \quad (\text{II.21})$$

II.3.1.2 Vibrations libres amorties [$F(t) = 0$]

Dans le cas où l'amortissement n'est pas négligé, on parle de vibrations libres amorties. Dans ce cas, la présence d'amortissement entraîne une diminution progressive de l'amplitude des oscillations de la masse au fil du temps, jusqu'à ce que le système atteigne son état d'équilibre.

Lorsque l'amortissement est pris en compte, la fréquence de vibration n'est généralement plus égale à la fréquence propre ω_0 du système.

Nous savons que :

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_0} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (\text{II.22})$$

On substitue ξ et ω_0 dans l'équation (II.15) :

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_0\dot{x}(t) + \omega_0^2 x(t) = 0 \quad (\text{II.23})$$

En fonction de ξ , trois cas peuvent se présenter :

— 1^{er} cas; $\xi > 1$ (Système sur-amortie) :

La solution est donnée par :

$$x(t) = A \exp(r_1 t) + B \exp(r_2 t) \quad (\text{II.24})$$

Avec :

$$r_1 = \omega_0 \left(-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right) \quad (\text{II.25})$$

$$r_2 = \omega_0 \left(-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1} \right) \quad (\text{II.26})$$

(A) Et (B) sont des constantes qu'on peut déterminer à partir des conditions initiales (position et vitesse initiales). Le mouvement est apériodique (non oscillatoire) sous forme d'exponentielle décroissante [17].

— 2^{ème} cas; $\xi = 1$ (Amortissement critique) :

L'amortissement critique représente la transition entre les conditions de mouvements oscillatoire et non oscillatoire. Dans ce cas nous obtenons une racine réelle double telle que :

$$r_1 = r_2 = -\omega_0 \quad (\text{II.27})$$

La solution est donnée sous la forme :

$$x(t) = (A + Bt) e^{-\omega_0 t} \quad (\text{II.28})$$

L'amortissement critique est celui qui donne le mouvement amorti (non oscillatoire) dans un temps minimum [17].

— 3^{ème} cas; $\xi < 1$ (Système sous-amorti) :

Dans ce cas les solutions sont complexes conjuguées de la forme :

$$r_1 = \omega_0 \left(-\xi + j \sqrt{\xi^2 - 1} \right) \quad (\text{II.29})$$

$$r_2 = \omega_0 \left(-\xi - j \sqrt{\xi^2 - 1} \right) \quad (\text{II.30})$$

La solution de l'équation différentielle est donnée par :

$$x(t) = e^{-\xi\omega_0 t} \left(A \exp \left(j \sqrt{1 - \xi^2} \omega_0 t \right) + B \exp \left(-j \sqrt{1 - \xi^2} \omega_0 t \right) \right) \quad (\text{II.31})$$

Cette solution peut être écrite aussi sous la forme :

$$x(t) = e^{-\xi\omega_0 t} \left(A \cos \left(\sqrt{1 - \xi^2} \omega_0 t \right) + B \sin \left(\sqrt{1 - \xi^2} \omega_0 t \right) \right) \quad (\text{II.32})$$

Pour les trois types du mouvement, nous constatons que l'amplitude du mouvement tend vers zéro lorsque t devient grand, ce qui justifie l'abandon de la solution transitoire en régime permanent [14].

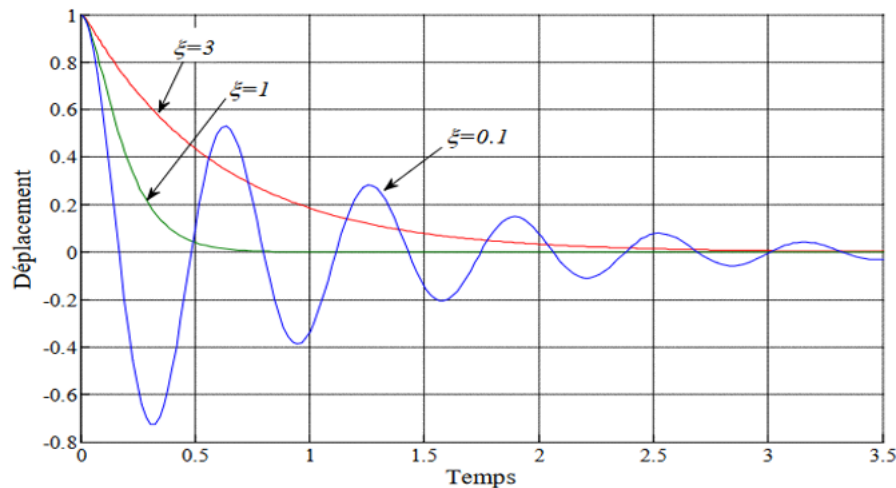


Figure II.18 – Réponse du mouvement amorti pour trois valeurs de l’amortissement : (ξ) [14].

II.3.2 Étude des vibrations forcées

L’étude des vibrations forcées est un domaine important en dynamique des structures, car elle permet de comprendre la réponse des structures soumises à des excitations dynamiques provenant de machines tournantes. Ces excitations peuvent être harmoniques en raison de la présence de masses excentrées dans les rotors de certaines machines, ou non-harmoniques dans le cas général. Pour analyser la réponse du système à une excitation forcée, on peut utiliser la méthode de Fourier pour décomposer l’excitation en une somme de composantes harmoniques. et est une technique couramment utilisée.

II.3.2.1 Vibrations forcées non amorties ($c = 0$)

L’équation différentielle régissant les vibrations forcées non amorties d’un système est donnée par :

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \sin(\Omega t) \quad (\text{II.33})$$

Où (m) est la masse du système, (k) est la constante de raideur du ressort et (x) est la position du système en fonction du temps (t) . (F_0) Est l’amplitude de la force excitatrice et (Ω) est la pulsation de cette force.

La solution générale de cette équation différentielle est :

$$x(t) = A \sin(\omega_0 t) + B \cos(\omega_0 t) + \frac{F_0/k}{1 - r_a^2} \sin(\Omega t) \quad (\text{II.34})$$

Avec r_a : le rapport des pulsations propres

$$r_a = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad (\text{II.35})$$

La réponse globale n'est pas harmonique parce que la réponse est déduite par superposition de deux fonctions harmoniques de fréquences différentes.

II.3.2.2 Vibrations forcées amorties

Pour un système à un degré de liberté en vibrations forcées amorties, l'équation du mouvement est donnée par :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin(\Omega t) \quad (\text{II.36})$$

La solution de cette équation est donnée par :

$$x(t) = e^{-\xi\omega_0 t} (A \sin(\omega_a t) + B \cos(\omega_a t)) + \frac{G_0 \sin(\Omega t - \phi)}{\sqrt{(1 - r_a^2)^2 + (2\xi r_a)^2}} \quad (\text{II.37})$$

Avec :

$$G_0 = \frac{F_0}{k} \quad (\text{II.38})$$

$$\omega_a = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad (\text{II.39})$$

Et :

$$r_a = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad (\text{II.40})$$

- G_0 : la réponse à l'excitation statique de grandeur F_0 ;
- r_a : le rapport des pulsations propres ;
- ϕ : le retard de phase de la réponse $x(t)$ par rapport à l'excitation $F(t)$;
- ω_a : la fréquence amortie du système.

Le retard de phase est donné par la relation suivante :

$$\phi = \arctan\left(\frac{2\xi\omega_0\Omega}{\omega_0^2 - \Omega^2}\right) = \arctan\left(\frac{2\xi r_a}{1 - r_a^2}\right) \quad (\text{II.41})$$

Ainsi la réponse, en régime permanent est donnée par :

$$x(p) = \frac{G_0 \sin(\Omega t - \phi)}{\sqrt{(1 - r_a^2)^2 + (2\xi r_a)^2}} \quad (\text{II.42})$$

En posant :

$$D_a = \frac{1}{\sqrt{(1 - r_a^2)^2 + (2\xi r_a)^2}} \quad (\text{II.43})$$

On obtient :

$$x_p(t) = G_0 D_a \sin(\Omega t - \phi) \quad (\text{II.44})$$

(D_a) : est le rapport de l'amplitude de la réponse en mouvement permanent du système sur l'amplitude de la réponse statique. Il est appelé " Facteur d'Amplification Dynamique ".

A partir de l'équation (II-43), nous constatons que le facteur d'amplification dynamique (D_a) varie avec le rapport des fréquences (r_a) et du facteur d'amortissement ξ . De même l'équation (II-41), montre que la phase (ϕ) varie également avec les mêmes paramètres.

A partir de la figure (II-11), nous constatons que le maximum du pic de résonance est en fonction de (ξ) : l'amortissement. Ainsi la zone la plus intéressante à étudier est celle qui se trouve au voisinage de la résonance [14].

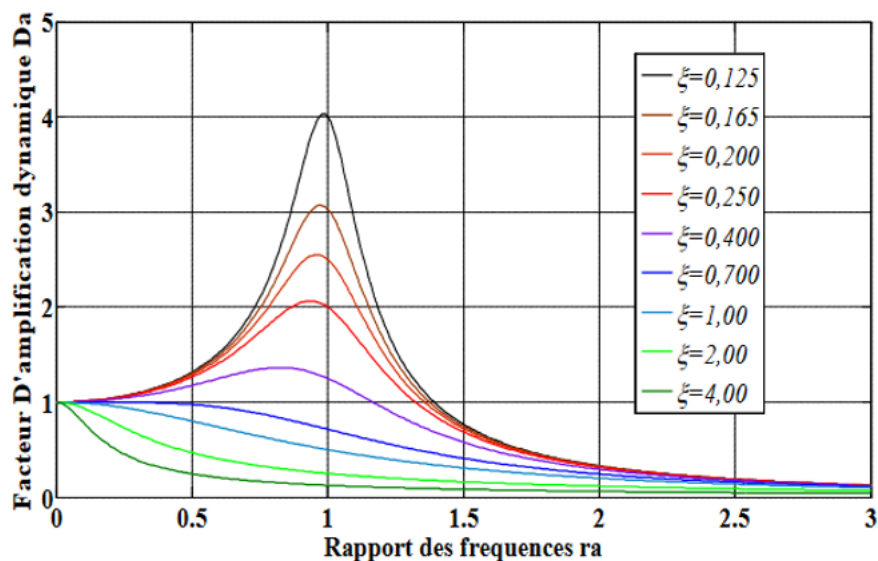


Figure II.19 – Facteur d'amplification dynamique (D_a) en fonction du rapport des fréquences (r_a) pour différentes valeurs du coefficient de l'amortissement (ξ) [14].

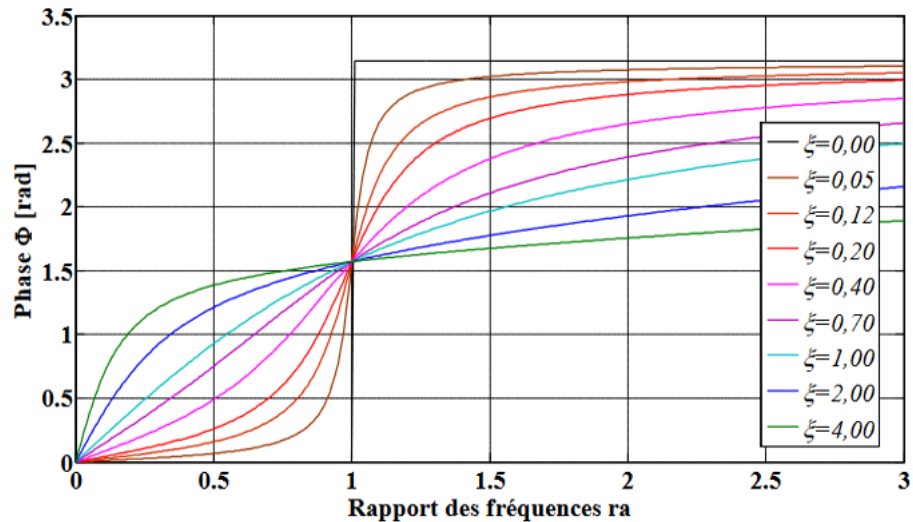


Figure II.20 – La phase (ϕ) en fonction du rapport des fréquences (r_a) pour différentes valeurs de (ξ) : taux amortissement [14].

II.3.3 Fraisage en régime dynamique

Le fraisage en régime dynamique est une technique d'usinage qui implique des mouvements rapides et précis de l'outil de coupe. La simulation de cette opération de fraisage est complexe car elle dépend de la géométrie de l'outil et de la génération de la surface en cours d'usinage. Pour simuler cette opération, il est donc nécessaire de développer un modèle dynamique qui prend en compte les mouvements de l'outil de coupe et l'effort de coupe engendré par ces mouvements.

II.3.3.1 Mise en équations du système modes de vibrations en régime dynamique

Les équations de mouvement du système outil-pièce en régime dynamique peuvent être modélisées par un système masse-ressort-amortisseur dans les deux directions orthogonales (Ox) et (Oy) (figure II.12)

A partir du deuxième principe de Newton, les équations du mouvement peuvent être écrites comme suit :

$$\begin{cases} m_x \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = F_x(t) \\ m_y \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = F_y(t) \end{cases} \quad (\text{II.45})$$

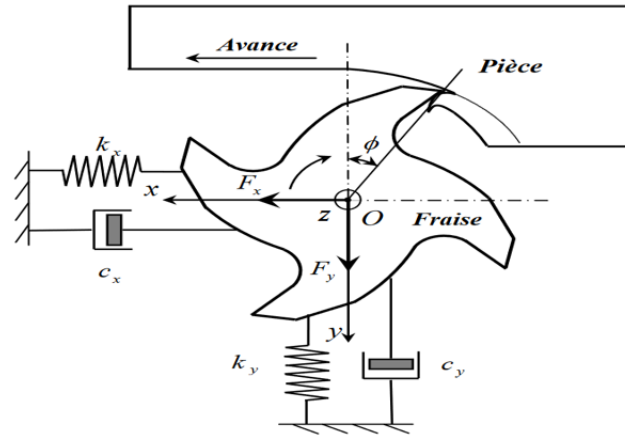


Figure II.21 – Modélisation du fraisage périphérique en régime dynamique avec un système à deux degrés de liberté [14].

L'écriture matricielle donne :

$$\begin{bmatrix} m_x & 0 \\ 0 & m_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_x & 0 \\ 0 & c_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_x & 0 \\ 0 & k_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{bmatrix} \quad (\text{II.46})$$

Avec :

- $F_x(t)$ Et $F_y(t)$: les composantes de la force de coupe en fraisage selon les axes (Ox) et (Oy) ,
- (m_x) Et (m_y) : les masses généralisées,
- (c_x) Et (c_y) : les coefficients d'amortissement respectivement selon les axes (Ox) Et (Oy) ,
- (k_x) Et (k_y) : les raideurs ou rigidités de l'outil de coupe respectivement selon (Ox) Et (Oy) .

II.3.3.2 Modélisation de l'épaisseur du copeau en régime dynamique

La variation de la force de coupe est provoquée par une variation de l'épaisseur du copeau et la variation du copeau à son tour influe sur la variation de la force de coupe. Ce phénomène peut être très nuisible à l'usinage et il est connu sous le nom de broutement. Le calcul de l'épaisseur du copeau nécessite qu'on mesure à chaque fois le déplacement de la fraise dû aux forces de coupe, et ainsi que le déplacement de chaque segment en tenant compte des ondulations laissées par le déplacement du segment de dent précédent.

L'épaisseur du copeau $h(t)$, qui correspond à la distance entre l'arrête de coupe du segment de dent et la surface usinée suivant la direction radiale, peut s'exprimer en fonction de l'avance par dent (f_t), de la composante cinématique dépendant de la position angulaire du segment de dent (ϕ) et d'une composante dynamique en fonction de l'actuelle flexion radiale de l'outil ($n(t)$) et aussi de sa flexion au passage précédent du segment de dent ($n(t - \tau)$).

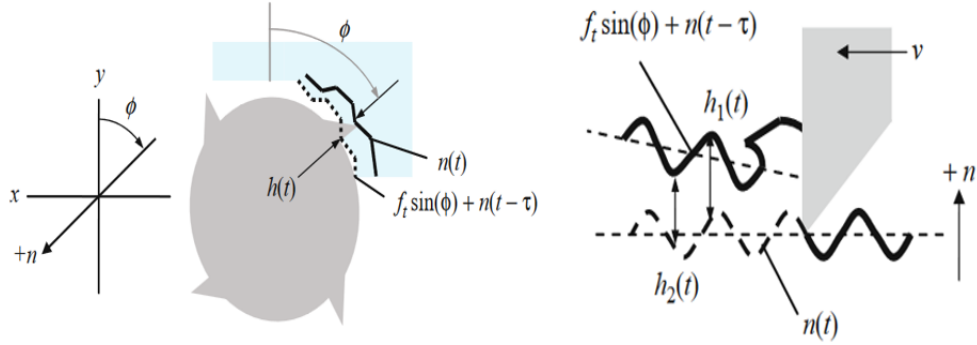


Figure II.22 – Géométrie du calcul de l'épaisseur instantanée des copeaux pour le fraisage [13].

L'épaisseur du copeau est donnée, selon [13], par la relation suivante :

$$h(t) = \left(f_t \sin \phi + \left[n(t - \tau) - n(t) \right] \right) \quad (\text{II.47})$$

- $f_t \sin \phi$: Composante statique
- $n(t - \tau) - n(t)$: Composante dynamique

Avec :

- τ : la période de passage entre deux dents successives, $\tau = \frac{60}{N_T \Omega} (s)$,
- $n(t)$: le déplacement radial de l'arrête de coupe d'un segment de dent,
- Ω : la vitesse angulaire de la rotation de la broche de la fraise (tr/min),
- N_T : nombre de dents de la fraise.

La déflexion instantanée de l'outil dépend de la position de l'outil par rapport à la pièce et le déplacement radial de chaque segment de dent est donné, selon [13] par la relation suivante :

$$n(t) = x(t) \sin(\phi) - y(t) \cos(\phi) \quad (\text{II.48})$$

En remplaçant l'équation (II.48) dans l'équation (II.47), on obtient :

$$h_{j,k}(t) = f_t \sin \phi_{j,k} + [x(t - \tau) - x(t)] \sin(\phi_{j,k}) + [y(t) - y(t - \tau)] \cos(\phi_{j,k}) \quad (\text{II.49})$$

II.3.3.3 Efforts de coupe en régime dynamique

Dans notre étude, on a utilisé le modèle de force de coupe de Smith et Tlustý [13], qui tient compte de la géométrie. Et elle est basée sur le modèle de "Force régénératrice, de déflexion dynamique".

Une fois que l'épaisseur de copeau est calculée, la composante tangentielle et normale de la force au cours du temps est déterminée à l'aide de l'équation (II.8) et (II.9) et ces résultats sont projetés dans les directions x et y comme le montrent les équations (II.12) et (II.13).

II.3.3.4 Déplacement en régime dynamique

En considérant un seul degré de liberté dans les directions x et y , les équations du mouvement sont les suivantes :

$$m_x \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = F_{x_1} \quad \text{et} \quad m_y \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = F_{y_1} \quad (\text{II.50})$$

La réécriture de l'équation (II.50) donne des expressions pour les accélérations dans les directions x et y au cours du temps actuel :

$$\ddot{x} = \frac{F_x - c_x \dot{x} + k_x x}{m_x} \quad \text{et} \quad \ddot{y} = \frac{F_y - c_y \dot{y} + k_y y}{m_y} \quad (\text{II.51})$$

Où les vitesses, \dot{x} et \dot{y} , et les positions, x et y , de l'étape de temps précédente sont utilisées (les valeurs initiales sont zéro pour commencer la simulation). Les nouvelles vitesses et positions sont alors déterminées par intégration numérique (Euler)[13] :

$$\dot{x} = \dot{x} + \ddot{x}.dt \quad \dot{y} = \dot{y} + \ddot{y}.dt \quad (\text{II.52})$$

$$x = x + \dot{x}.dt \quad y = y + \dot{y}.dt \quad (\text{II.53})$$

II.3.3.5 Prédiction du broutement pour le fraisage périphérique

En présence de l'effet régénératif, la variation des efforts de coupe conduit aux ondulations des surfaces générées par le passage des segments de dent de la fraise et à leurs tours ces ondulations conduisent aux variations des efforts de coupe.

A partir de ce raisonnement et puisque nous avons utilisé un modèle prédictif de force de coupe qui est basé sur la discrétisation de l'outil, on doit calculer à chaque fois l'épaisseur du copeau qui correspond à chaque segment de dent, qui est en phase de coupe pour chaque tranche, pour qu'on puisse par la suite calculer les efforts de coupe appliqués sur ces segments des dents. Puis par sommation de ces forces de coupe pour toutes les tranches de la fraise, on obtient l'effort de coupe total appliqué sur l'outil entier. Cet effort de coupe nous permet de calculer le déplacement de l'outil ainsi que l'épaisseur du copeau pour chaque segment de dent pour l'instant suivant, et ce déplacement de l'outil sera l'historique que l'on utilise pour déterminer l'épaisseur du copeau lors des passages des segments de dents qui suivent le passage des segments de dents actuelles. Si on répète cette démarche, on peut obtenir le déplacement de la fraise et les efforts de coupe [14].

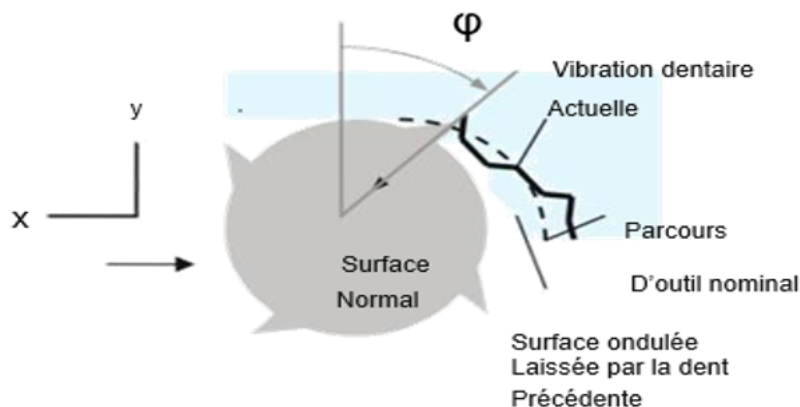


Figure II.23 – Broutement lors d'un processus de fraisage périphérique [13].



CHAPITRE III

Simulation du fraisage en régime dynamique

Simulation du fraisage en régime dynamique



III.1 Introduction

Lors de certaines opérations d'usinage, des vibrations entre la pièce et l'outil, ils peuvent apparaître. C'est notamment le cas en fraisage lorsqu'on utilise des outils longs de faible diamètre ou que l'on veut usiner une paroi fine en contournage. Ce phénomène engendre une imprécision dimensionnelle et un mauvais état de surface.

La théorie des lobes de stabilité appliquée au fraisage orthogonal apparaît à la fin des années 1960, et est utilisée pour étudier les vibrations de l'outil. Trusty présente une forme analytique de la théorie des lobes de stabilité pour le fraisage.

La théorie des lobes de stabilité est basée sur un modèle de coupe avec vibrations régénératives. Elle vise à prédire le comportement vibratoire de l'outil. Cette prédiction du comportement vibratoire du système usinant est représentée par des simulations en utilisant des logiciels industriels et des programmes spécialement développés pour chaque opération d'usinage.

Dans cette partie, nous allons présenter l'étude des résultats de la simulation pour les déplacements de l'outil et les forces de coupe pour le cas du fraisage périphérique, en régime dynamique en présence du phénomène de régénération. En utilisant le logiciel MATLAB, aussi les résultats de simulation pour différentes conditions de coupe et différentes caractéristiques dynamiques du système pièce-outil-machine.

Ainsi que la modélisation numérique de la coupe orthogonale en fraisage d'un AL7075-T6 avec un outil rigide, en utilisant les lois de comportement et d'endommagement de Johnson-Cook avec le logiciel de calcul numérique d'éléments finis ABAQUS/Explicit.

III-2 Diagrammes de lobe de stabilité

Dans cette analyse, l'un des principaux obstacles pour définir une solution analytique de la stabilité du fraisage est la dépendance temporelle de la direction de la force de coupe. Tlusty a résolu ce problème en supposant un angle "moyen" de la dent lors de la coupe, ce qui permet d'avoir une direction de force moyenne. Cela a conduit à la création d'un système autonome ou invariant dans le temps.

Le diagramme de lobe de stabilité de fraisage est généré à l'aide du modèle Tlusty avec les étapes suivantes [13] :

- Déterminant la FRF orientée ; fonction de réponse en fréquence ;
- Résolvant ε ; la phase entre les vibrations actuelles et précédentes de la dent, sur la ou les plages de fréquences valides ;
- Trouvant le nombre moyen N_t^* de dents dans la coupe pour l'immersion radiale sélectionnée ;
- Calculant b_{lim} sur la ou les plages de fréquences valides ;
- Sélectionnant une valeur N (nombre entier d'ondes entre les dents) et calculant les vitesses de broche associées sur la ou les plages de fréquences valides ;
- Traçant Ω par rapport à b_{lim} .

$$N_t^* = \frac{\phi_e - \phi_s}{\frac{360}{N_t}} \quad (\text{III.1})$$

$$b_{lim} = \frac{-1}{2K_s \operatorname{Re}[FRF_{orient}] N_t^*} \quad (\text{III.2})$$

$$\frac{f_c}{\Omega N_t} = N + \frac{\varepsilon}{2\pi} \quad (\text{III.3})$$

$$\varepsilon = 2\pi - 2 \tan^{-1} \left(\frac{\operatorname{Re}[FRF_{orient}]}{\operatorname{Im}[FRF_{orient}]} \right) \quad (\text{III.4})$$

III.2.1 FRF orienté

La FRF orientée [13] est calculée en additionnant les produits des facteurs d'orientation directionnels et des FRF correspondantes pour les directions x et y .

$$FRF_{orient} = \mu_x FRF_x + \mu_y FRF_y \quad (\text{III.5})$$

— Cas de rainurage :

Pour le rainurage $\phi_s=0$ et $\phi_e=180^\circ$,

L'angle moyen d'une dent dans la coupe est donc :

$$\phi_{ave} = \frac{\phi_s + \phi_e}{2} = \frac{0 + 180}{2} = 90 \text{ deg} \quad (\text{III.6})$$

Deux étapes sont nécessaires pour déterminer les facteurs d'orientation directionnels dans les directions x et y :

- La force est projetée sur la direction du mode,
- Ce résultat est projeté sur la normale de surface (Ces deux étapes sont répétées une fois pour chaque direction).

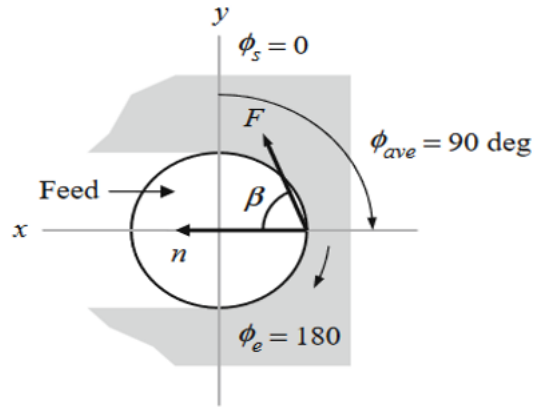


Figure III.1 – Géométrie pour déterminer les facteurs d'orientation directionnelle de rainurage [13].

Pour μ_x : $F_x = F \cos(\beta)$, et $F_n = F_x \cos(0) = F \cos(\beta) \cos(0) = F \cos(\beta)$

Le facteur d'orientation directionnelle est alors :

$$\mu_x = \cos(\beta) \quad (\text{III.7})$$

Pour μ_y :

$F_y = F \cos(90 - \beta) = F \sin(\beta)$, et $F_n = F_y \cos(90) = F \sin(\beta) \cos(90) = 0$

Le facteur d'orientation directionnelle est donc :

$$\mu_y = 0 \quad (\text{III.8})$$

La FRF orientée est :

$$FRF_{orient} = \cos(\beta)FRF_x + 0.FRF_y \quad (III.9)$$

— Cas de fraisage en avalant :

Pour le Fraisage en avalant d'immersion radiale de 25 % : $\phi_s = 180 - \cos^{-1}(0.6) = 126.9^\circ$, $\phi_e = 180^\circ$

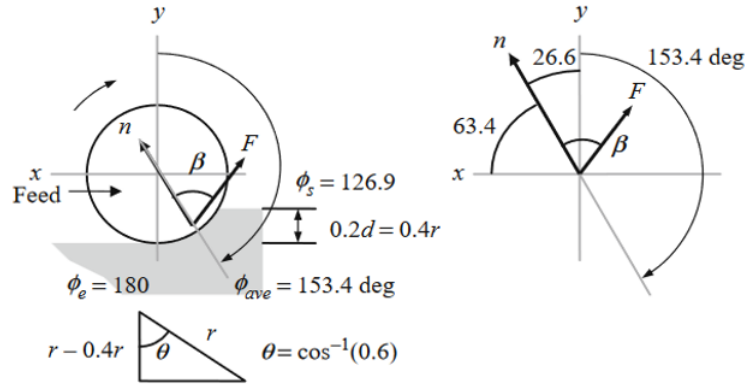


Figure III.2 – Géométrie pour déterminer les facteurs d'orientation directionnelle de fraisage en avalant à immersion radiale à 25% [13].

L'angle moyen d'une dent dans la coupe est donc :

$$\phi_{ave} = \frac{\phi_s + \phi_e}{2} = \frac{126.9 + 180}{2} = 153.4^\circ \quad (III.10)$$

Pour μ_x : $F_x = F \cos(63.4 + \beta)$ et $F_n = F_x \cos(63.4) = F \cos(63.4 + \beta) \cos(63.4)$

Le facteur d'orientation directionnelle est alors :

$$\mu_x = \cos(63.4 + \beta) \cos(63.4) \quad (III.11)$$

Pour μ_y : $F_y = F \cos(\beta - 26.6)$ et $F_n = F_y \cos(26.6) = F \cos(\beta - 26.6) \cos(26.6)$

Le facteur d'orientation directionnelle est donc :

$$\mu_y = \cos(\beta - 26.6) \cos(26.6) \quad (III.12)$$

La FRF orientée est :

$$FRF_{orient} = \cos(63.4 + \beta) \cos(63.4)FRF_x + \cos(\beta - 26.6) \cos(26.6)FRF_y \quad (III.13)$$

III.2.2 Simulation de lobes de stabilité de rainurage

En utilisant les données expérimentales de [13] pour le cas de rainurage qui sont :

Un alliage d'aluminium usiné avec une fraise à bout carré $d= 19\text{mm}$ de diamètre à 4 dents ;

Une force spécifique de $K_s = 750\text{N/mm}^2$ et l'angle de $\beta = 68^\circ$;

$f_{nx} = f_{ny} = 500\text{ Hz}$, $k_x = k_y = 8 \times 10^6\text{ N/m} = 8 \times 10^3\text{ N/mm}$ et $\zeta_x = \zeta_y = 0.02$;

$$\phi_s = 0^\circ, \phi_e = 180^\circ, \phi_{ave} = \frac{0+180}{2} = 90^\circ ;$$

Les facteurs d'orientation directionnels sont $\mu_x = \cos(\beta)$ et $\mu_y = 0$, pour le rainurage et la FRF orientée est $FRF_{orient} = \cos(\beta)FRF_x = 0.37FRF_x$ (comme nous avons fait dans le premier partie).

Pour cet exemple à un seul degré de liberté [13] :

La meilleure vitesse de broche est définie pour un angle de phase de :
 $\varepsilon = 2\pi\text{rad} = 360^\circ$ La fréquence de brochage correspondante est $f_c = f_n$. L'équation (III.14) montre que la meilleure vitesse de broche pour le lobe $N = 0$ est :

$$\Omega_1 = \frac{f_c}{N_t} \cdot \frac{1}{N + \frac{\varepsilon}{2\pi}} = \frac{f_n}{4} \cdot \frac{1}{0 + \frac{2\pi}{2\pi}} = \frac{f_n}{4} = \frac{500}{4} = 125\text{tr/s} = 7500\text{tr/min} \quad (\text{III.14})$$

La fréquence de passage de la dent pour cette vitesse de broche est :

$$f_{tooth} = \frac{\Omega \cdot N_t}{60} = \frac{7500 \cdot 4}{60} = 500\text{Hz} \quad (\text{III.15})$$

Le point 1, où $f_{tooth} = f_n$. La largeur de copeau limite théorique pour le point 1 est :

$$b_1 = \frac{-1}{2K_s \text{Re}[FRF_{orient}] N_t^*} = \frac{-1}{2K_s \times 0 \times N_t^*} = \infty \quad (\text{III.16})$$

Avec : $N_t^* = \frac{180-0}{\frac{360}{4}} = 2$

La plus mauvaise vitesse de broche est obtenue lorsque $\varepsilon = \frac{3\pi}{2}\text{rad} = 270^\circ$

La fréquence de brochage pour : $\min(\text{Re}[FRF_{orient}])$ où $\min(\text{Re}[\mu_x FRF_x])$

est $f_c = f_n (1 + \zeta)$.

$$\begin{aligned} \Omega_2 &= \frac{f_c}{N_t} \cdot \frac{1}{N + \frac{\varepsilon}{2\pi}} = \frac{f_n(1 + \zeta)}{4} \cdot \frac{1}{0 + \frac{\frac{3\pi}{2}}{2\pi}} \\ &= \frac{f_n(1 + \zeta)}{4} \cdot \frac{1}{0 + \frac{3}{4}} = \frac{500(1 + 0.02)}{3} = 170rps = 10200rpm \end{aligned} \quad (\text{III.17})$$

Le point 2, La largeur de puce limite minimale correspondante, $b_{\text{lim},\text{crit}}$, est déterminée en réécrivant l'Eq (III.2)

$$b_{\text{lim},\text{crit}} = \frac{-1}{2K_s \min(\text{Re}[\mu_x F R F_x]) N_t^*} \quad (\text{III.18})$$

Pour un système à un seul degré de liberté, le minimum la partie réelle peut être approchée par :

$$\min(\text{Re}[F R F]) = \frac{-1}{4k\zeta(1 + \zeta)} \quad (\text{III.19})$$

Nous pouvons donc écrire une expression simple pour la largeur de la puce de point 2 :

$$b_{\text{lim},\text{crit}} = \frac{4k\zeta(1 + \zeta)}{2K_s\mu_x N_t^*} = \frac{4.8 \times 10^3 \cdot 0.02 \cdot (1 + 0.02)}{2.750 \cdot \cos(68) \cdot 2} = 0.58\text{mm} \quad (\text{III.20})$$

Le point 3, où $f_c \rightarrow \infty, \varepsilon \rightarrow 180^\circ$, $\text{Re}(F R F) \rightarrow 0$, de sorte que le niveau de vibration est faible . La largeur de copeau limite infinie, $b_3 = \frac{-1}{2k_s \cdot 0 \cdot N_t^*} = \infty$.

En utilisant le code développé sur MATLAB, on a obtenu les simulations suivantes :

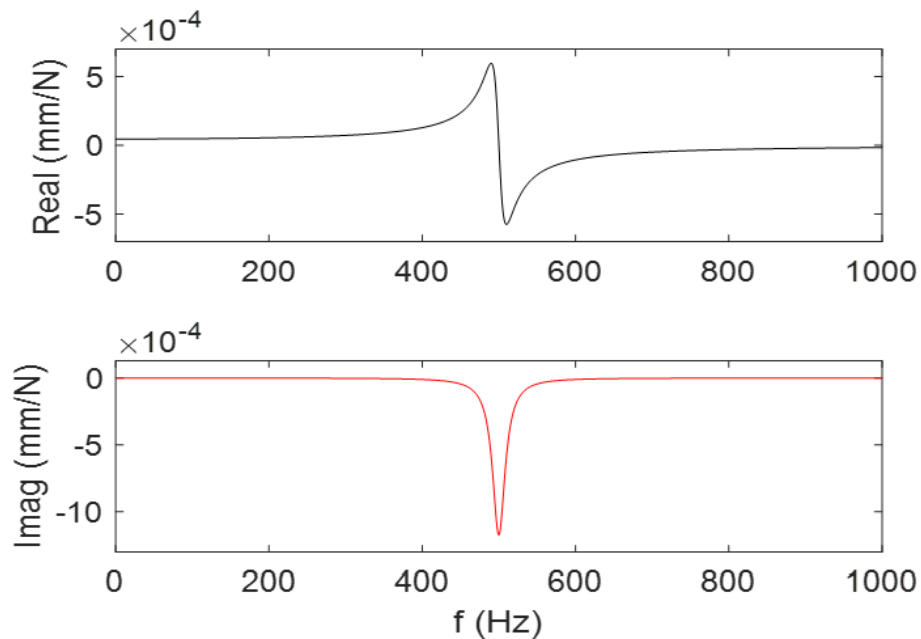


Figure III.3 – FRF orientée sur le diagramme pour le rainage.

En comparaison avec la référence [3] :

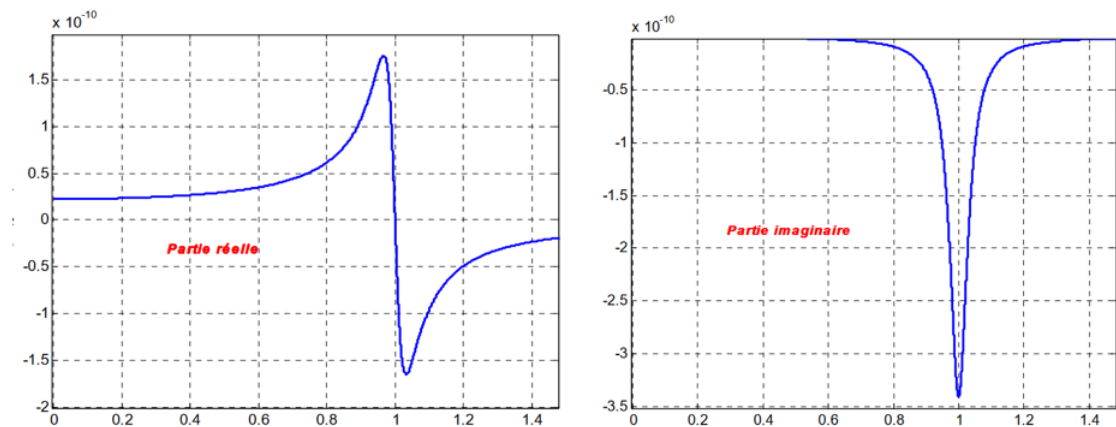


Figure III.4 – La partie réelle et imaginaire pour un système vibrant à un seul degré de liberté [3]

On remarque que les graphes ont les mêmes allures.

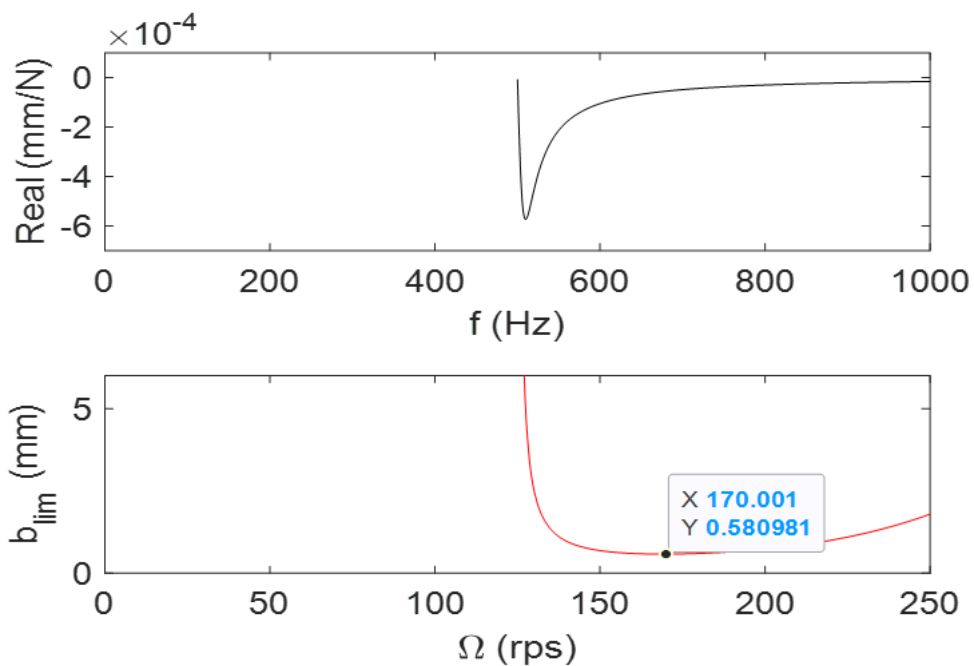


Figure III.5 – *FRF* orientée sur le diagramme (Ω, b_{lim}) pour le rainurage.

En comparaison avec la référence [13] :

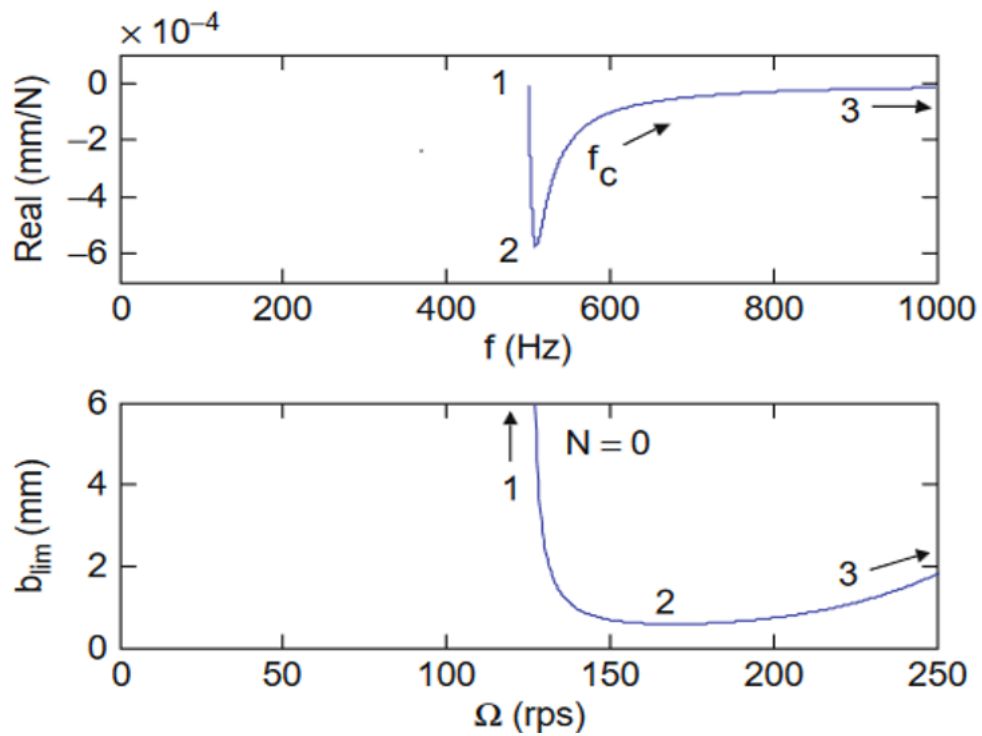


Figure III.6 – *FRF* orientée sur le diagramme (Ω, b_{lim}) pour le rainurage [13].

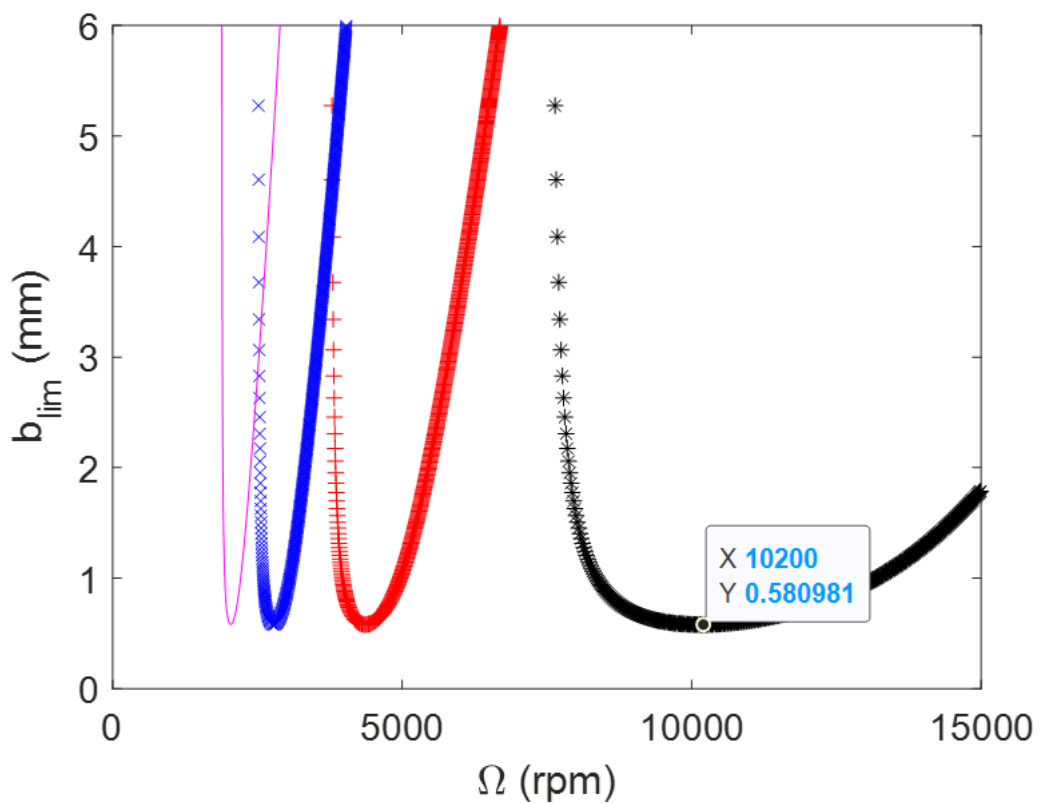


Figure III.7 – Diagramme des lobes de stabilité pour le rainurage ($N=0$ à 3).

En comparaison avec la référence [13] :

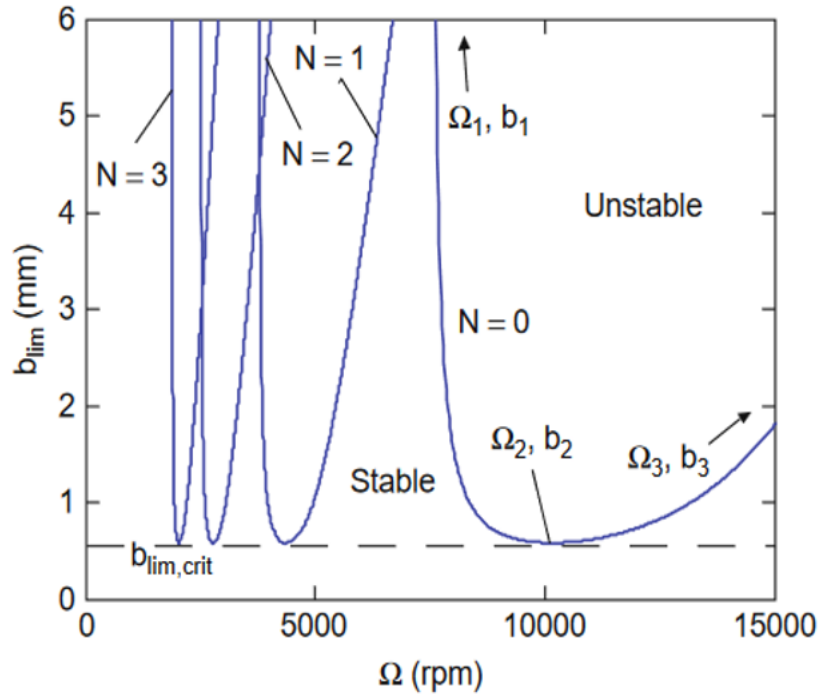


Figure III.8 – Diagramme des lobes de stabilité pour le rainurage ($N= 0$ à 3) [13].

On remarque que les graphes ont les mêmes allures.

III.2.3 Simulation de lobes de stabilité de fraisage en avalent avec une immersion radiale de 20%

En utilisant les données expérimentales de [13] pour le cas de fraisage en avalent qui sont :

un alliage d'acier à faible teneur en carbone usiné avec une fraise à 3 dents et le diamètre $d= 19$ mm ;

Une force spécifique de $K_s = 2250 N/mm^2$ et l'angle de $\beta = 75^\circ$;

$$\phi_s = 180 - \cos^{-1}(0.6) = 126.9^\circ, \phi_e = 180^\circ, \phi_{ave} = \frac{126.9+180}{2} = 153.4^\circ ;$$

$$f_{nx} = 900 Hz, k_x = 9 \times 10^6 N/m = 9 \times 10^3 N/mm \text{ et } \zeta_x = 0.02 ;$$

$$f_{ny} = 950 Hz, k_y = 1 \times 10^7 N/m = 1 \times 10^4 N/mm \text{ et } \zeta_y = 0.01 ;$$

Les facteurs d'orientation directionnels sont $\mu_x = \cos(63.4 + \beta) \cos(63.4) = -0.335$ et $\mu_y = \cos(\beta - 26.6) \cos(26.6) = 0.594$, pour le fraisage en avalent et la orientée est $FRF_{orient} = -0.335FRF_x + 0.594FRF_y$ (comme nous avons fait dans le premier partie) ;

Le nombre moyen de dents dans la coupe est : $N_t^* = \frac{180-126.9}{\frac{360}{3}} = 0.442$.

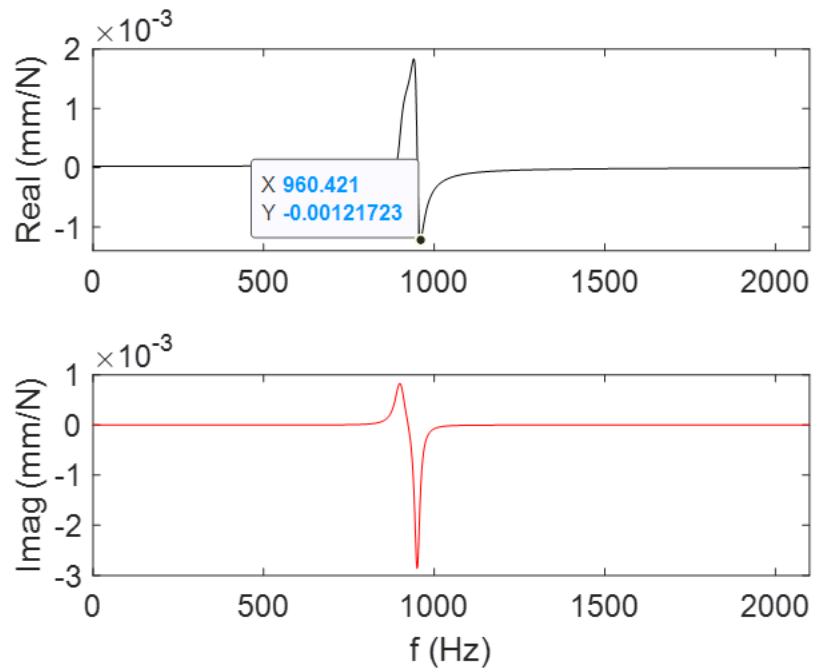


Figure III.9 – *FRF* orientée sur le diagramme pour le fraisage en avalent.

En comparaison avec la référence [13] :

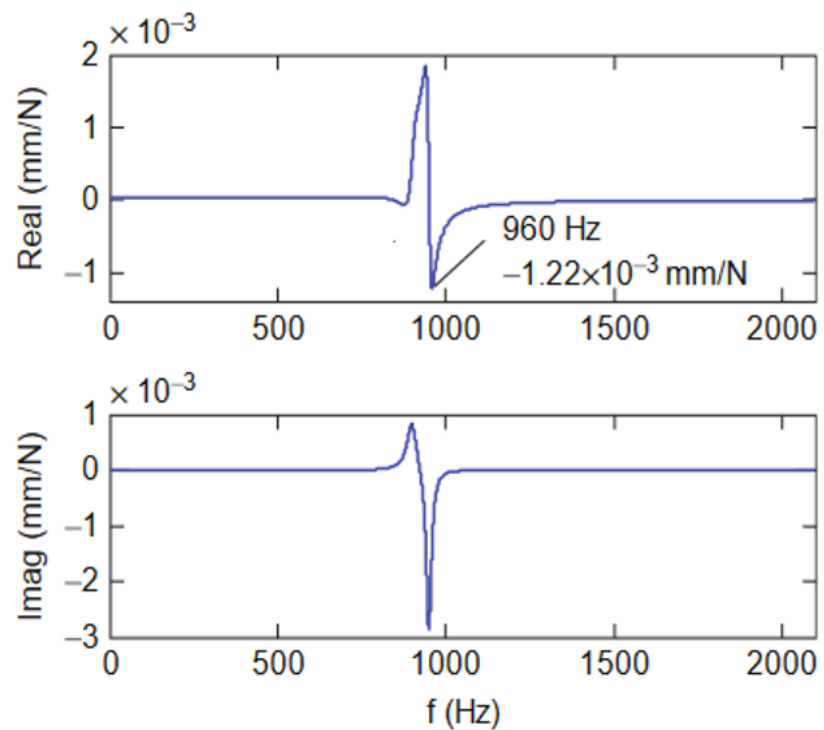


Figure III.10 – *FRF* orientée sur le diagramme pour le fraisage en avalent [13].

La partie réelle minimale est observée à $960.42Hz$ avec une valeur de $-1,21 \times 10^{-3} \text{ mm/N}$.

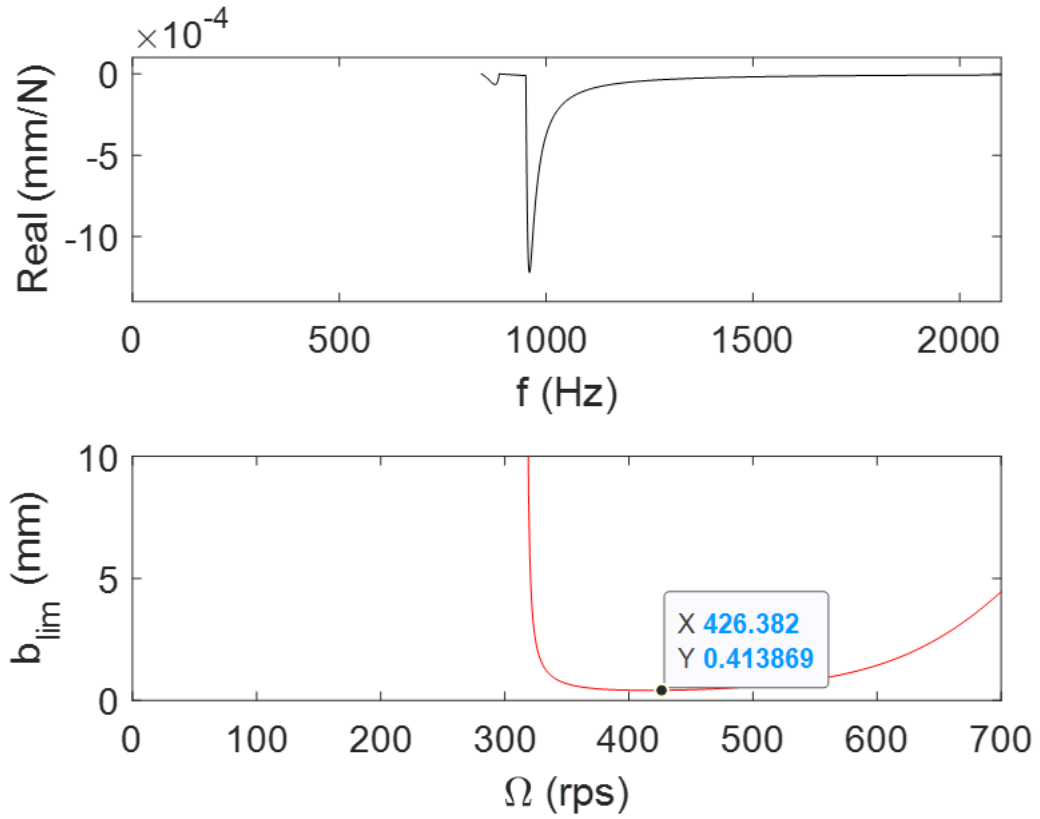


Figure III.11 – *FRF* orientée sur le diagramme (Ω, b_{lim}) pour le fraisage en avalent.

La vitesse de broche correspondante la plus critique (pour le lobe $N = 0$) et $b_{lim,crit}$ sont approximativement estimées à :

$$\Omega_{worst} = \frac{960.42}{3} \cdot \frac{1}{0 + \frac{3\pi}{2\pi}} = \frac{960.42}{3} \cdot \frac{4}{3} = 426.85 rps = 25611.2 rpm \quad (III.21)$$

$$b_{lim,crit} = \frac{-1}{2.2250(-1.21 \times 10^{-3})0.442} = 0.412 mm \quad (III.22)$$

En comparons avec la référence [13] :

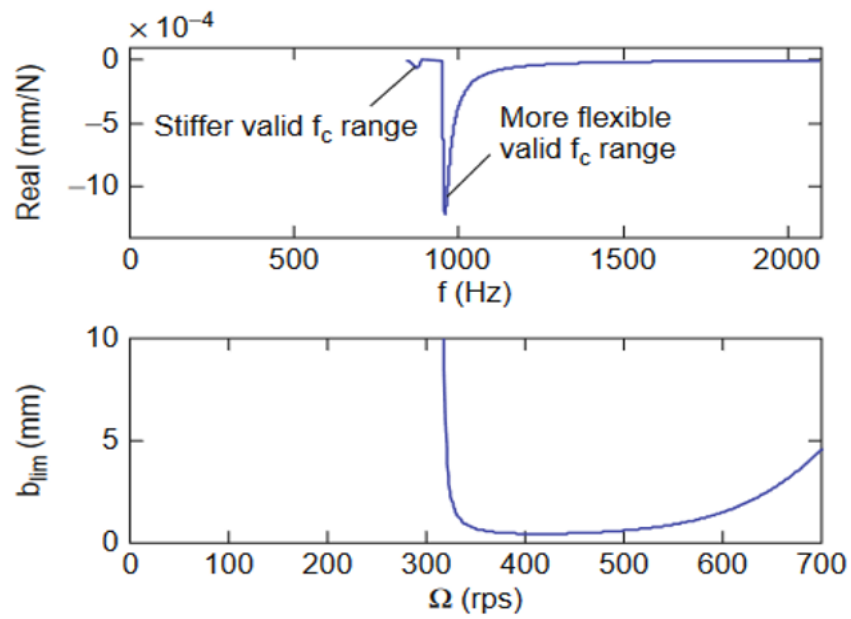


Figure III.12 – *FRF* orientée sur le diagramme (Ω, b_{lim}) pour le fraisage en avalent [13].

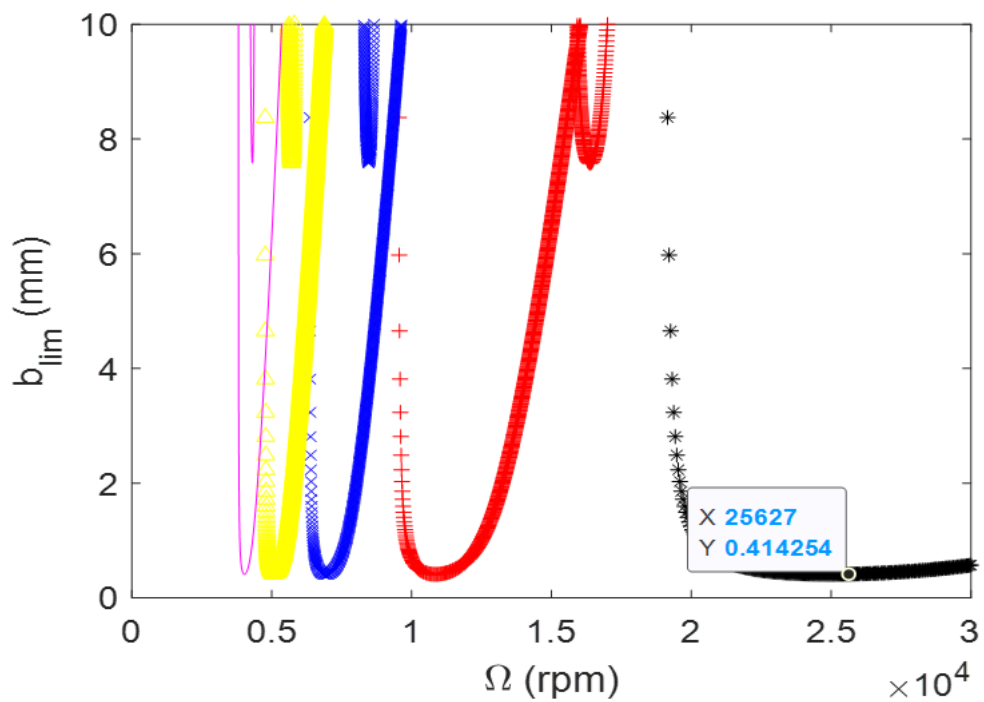


Figure III.13 – Diagramme des lobes de stabilité pour le fraisage en avalent ($N = 0$ à 4).

En comparaison avec la référence [13] :

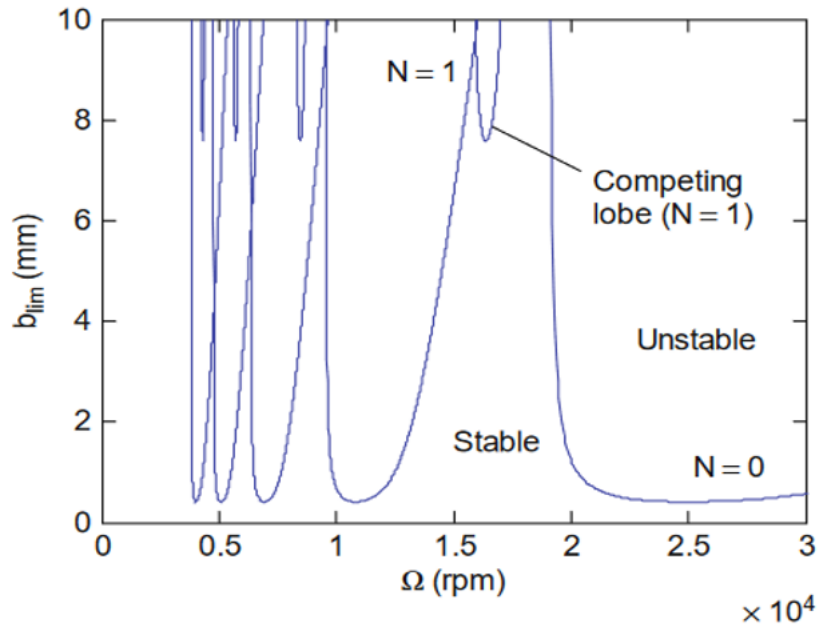


Figure III.14 – Diagramme des lobes de stabilité pour le fraisage en avalent ($N = 0$ à 4) [13].

III.3 simulation du domaine temporel de fraisage avec des dents droites

Les hypothèses comprennent des dents de fraise droites, une trajectoire d'outil circulaire et une géométrie de fraise à bout carré (est généré à l'aide du modèle Smith et Tlustý). La simulation procède comme suit : [13]

- 1) l'épaisseur instantanée de copeau est déterminée en utilisant la vibration des dents courantes et précédentes à l'angle de dent sélectionné ;
- 2) la force de coupe est calculée ;
- 3) la force est utilisée pour trouver les nouvelles déformations ;
- 4) l'angle de dent est incrémenté et le processus est répété.

III.3.1 Simulations du domaine temporel de rainurage

En utilisant Les mêmes propriétés mécaniques que nous avons vu dans lobe de stabilité de rainurage ;

De plus, il y a 652 pas par tour, l'avance par dent est de 0,15 mm/dent, et 20

tours sont simulés, où le nombre de tours (*rev*) est lié au nombre total de pas de simulation (*steps*) par $rev = \frac{steps \cdot dt \cdot \Omega}{60}$;

Sur la base des résultats analytiques du lobe de stabilité de Figure(III.7) , nous choisissons deux combinaisons (Ω, b) pour la simulation numérique :

— $\Omega = 7000tr/min$ et $b = 1mm$:

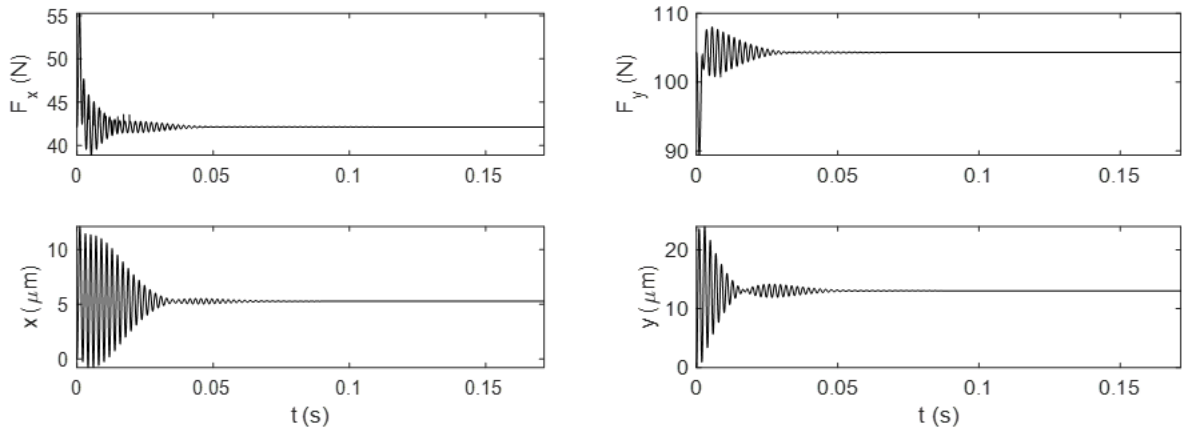


Figure III.15 – Cas stable pour $(\Omega = 7000tr/min$ et $b = 1mm)$ résultats de simulation pour la force et déplacement dans la direction x et y de rainurage.

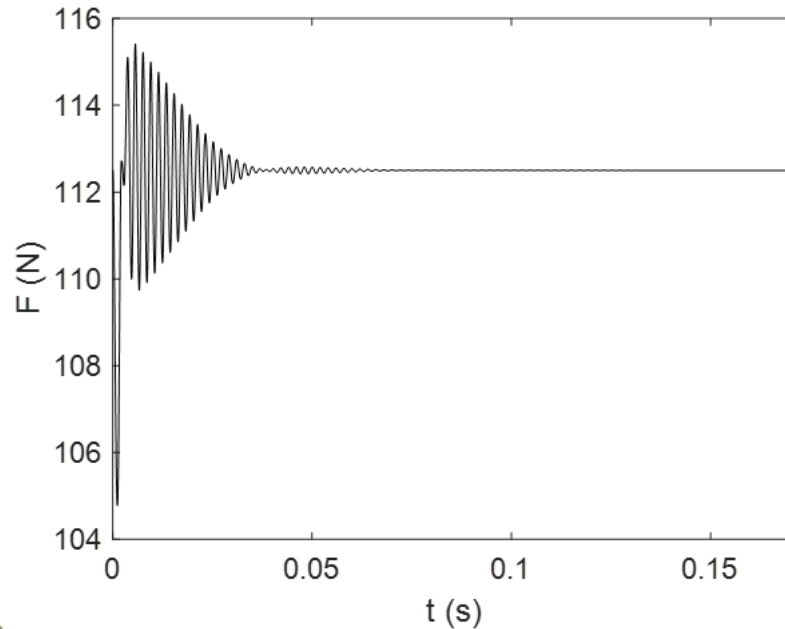


Figure III.16 – Cas stable pour $(\Omega = 7000tr/min$ et $b = 1mm)$ résultats de simulation pour la force résultante de rainurage.

Les figures(III.15) et(III.16) montrent respectivement les forces et les déplacements dans les directions x ,y et la force résultante de pour le cas 1.On peut voir qu'une fois que les transitoires initiaux diminuent après environ 0,08s, la

force constante attendue pour une fraise à quatre dents dans une coupe de rainure donc le résultat final est une coupe stable.

— $\Omega = 7000tr/\text{min}$ et $b = 4.5mm$.

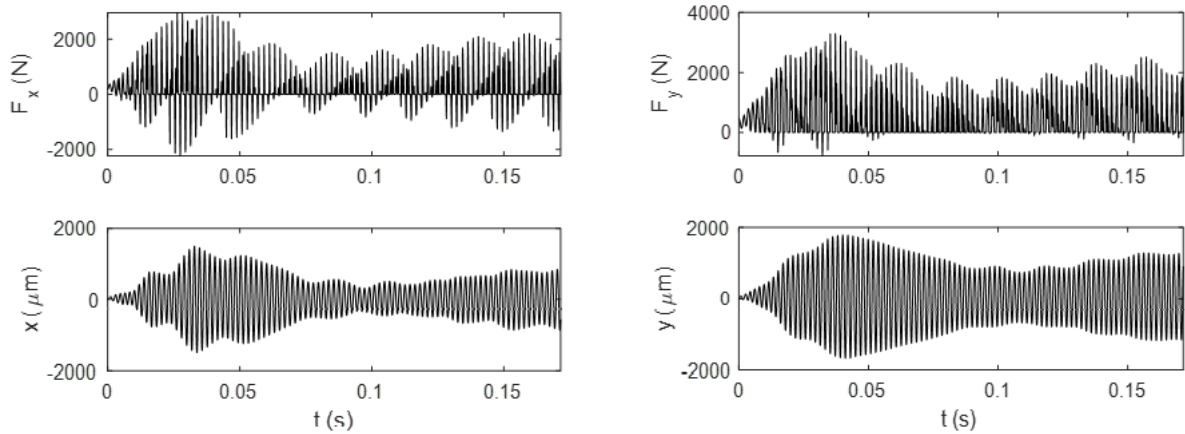


Figure III.17 – Cas instable pour ($\Omega = 7000tr/\text{min}$ et $b = 4.5mm$) résultats de simulation pour la force et déplacement dans la direction x et y de rainurage.

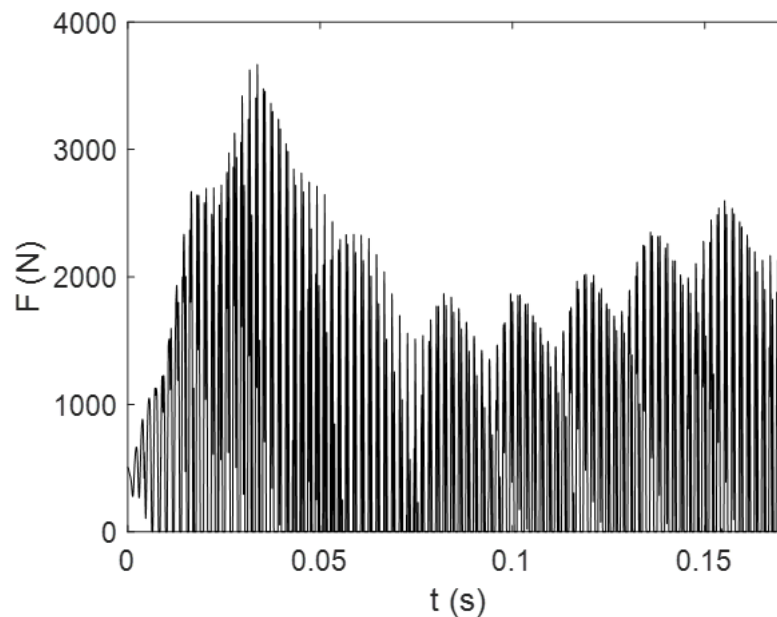


Figure III.18 – Cas instable pour ($\Omega = 7000tr/\text{min}$ et $b = 4.5mm$) résultats de simulation pour la force résultante de rainurage.

Pour le cas 2, Les figures(III.17) et(III.18) affichent les résultats des directions x et y et la force résultante. On peut voir qu'une les forces et le déplacement est varie par rapport le temps donc est une coupe instable.

III.3.2 Simulations du domaine temporel de fraisage en avalent avec une immersion radiale de 20 %

En utilisant Les mêmes propriétés mécaniques que nous avons vu dans lobe de stabilité de fraisage en avalent ;

De plus, $k_t = 2173N/mm^2$ et $k_n = 582N/mm^2$;

Le nombre de pas par tour est de 801 et 40 tours sont simulés, $f_t = 0.2mm/dent$.

Sur la base des résultats analytiques du lobe de stabilité de Figure(III.13) , nous choisissons deux combinaisons (Ω, b) pour la simulation numérique :

— $\Omega = 15000tr/min$ et $b = 3mm$:

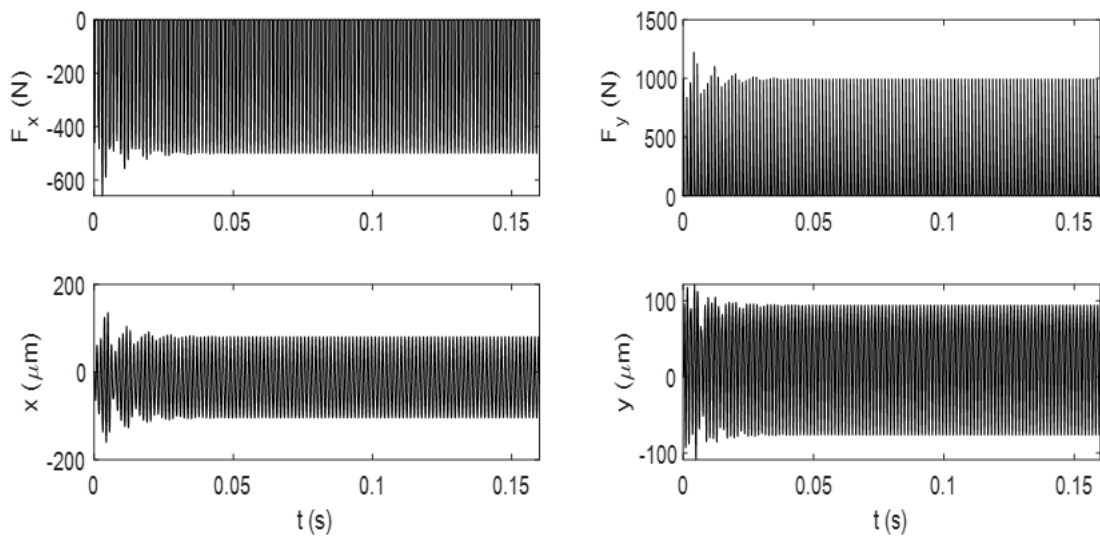


Figure III.19 – Cas stable pour $(\Omega = 15000tr/min$ et $b = 3mm)$ résultats de simulation pour la force et déplacement dans la direction x et y de fraisage en avalent.

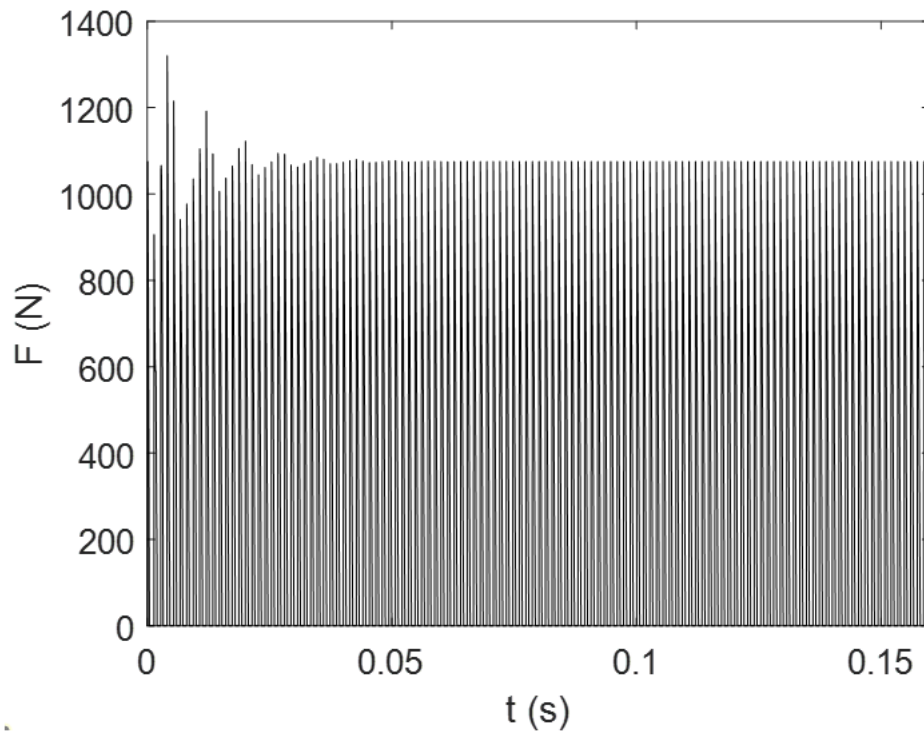


Figure III.20 – Cas stable pour ($\Omega = 15000tr/min$ et $b = 3mm$) résultats de simulation pour la force résultante de fraisage en avalent.

— $\Omega = 12000tr/min$ et $b = 5mm$.

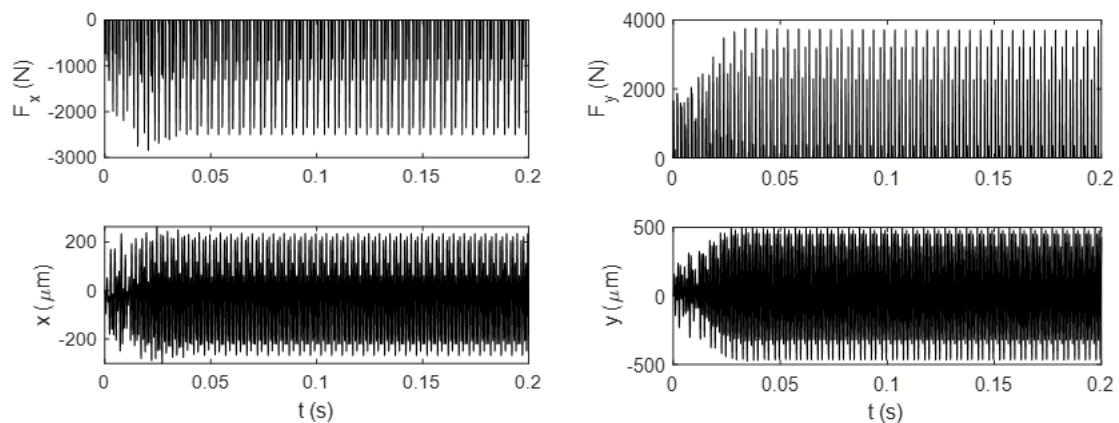


Figure III.21 – Cas instable pour ($\Omega = 12000tr/min$ et $b = 5mm$) résultats de simulation pour la force et déplacement dans la direction x et y de fraisage en avalent.

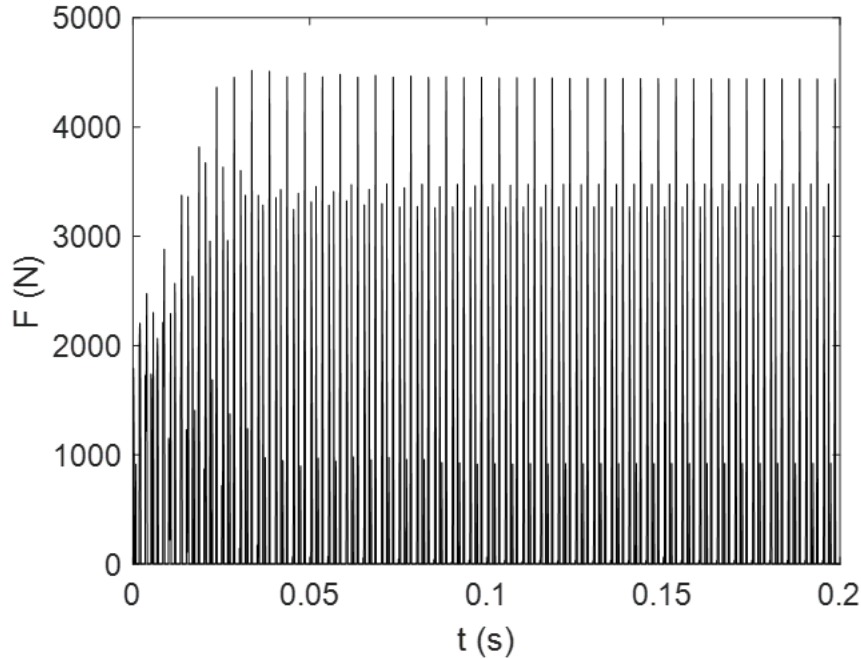


Figure III.22 – Cas instable pour ($\Omega = 12000tr/min$ et $b = 5mm$) résultats de simulation pour la force résultante de fraisage en avalent.

III.4 Partie Abaqus

Parfois il est difficile de réaliser des expériences sur atelier car ces dernières nécessitent un parc machines-outils, d'une technologie qui peut ne pas être à la disposition des chercheurs et un coût élevé plus beaucoup de temps pour résoudre ce problème on utilise la simulation numérique.

Dans ce partie nous utilisons la simulation numérique de la formation du copeau en coupe orthogonale(les lois de comportement et d'endommagement de Johnson-Cook) avec le logiciel de calcul numérique d'éléments finis ABAQUS/Explicit.

III.4.1 Présentation générale du modèle de simulation de la coupe orthogonale

III.4.1.1 Caractéristiques de matériaux

- La matière usinée est un Aluminium [AL7075T-6] dont les caractéristiques sont indiquées dans le tableau III .1 :
- Loi de Comportement de Johnson-Cook

Tableau III.1 – Caractéristiques mécaniques de AL7075-T6 [18]

Module d'Young (MPa)	Coefficient de Poisson	Densité (kg/m^3)
72000	0.33	2810

Equation de la contrainte équivalente :

$$\sigma = [A + B\varepsilon^n] \times \left[1 + c \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right] \times \left[1 - \left(\frac{\theta - \theta_t}{\theta_{fusion} - \theta_t}\right)^m\right] \quad (III.23)$$

Cette formule est composée des termes, dans l'ordre d'apparition, d'un terme d'érouissage, d'un terme dynamique et d'un terme d'adoucissement thermique.

Les valeurs des facteurs variables correspondants à notre matériau sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau III.2 – valeurs des facteurs de la loi de Johnson-Cook [18]

Facteurs	A(Mpa)	B(Mpa)	n	c	m
Valeurs	546	678	0.71	0.024	1.56

— critère d'endommagement de Johnson-Cook

L'équation de la déformation :

$$\varepsilon_f = [D_1 + D_2 \exp(-D_3\eta)] \times \left[1 + D_4 \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right] \times \left[1 + D_5 \left(\frac{\theta - \theta_t}{\theta_{fusion} - \theta_t}\right)\right] \quad (III.24)$$

Les valeurs des facteurs du critère d'endommagement de Johnson Cooke variables correspondants à notre matériau sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau III.3 – valeurs des facteurs du critère d'endommagement [18]

Facteurs	D1	D2	D3	D4	D5
Valeurs	-0.068	0.451	-0.952	0.036	0.697

III.4.2 Procédure de modélisation sur ABAQUS/Explicit

Nous allons maintenant décrire toutes les étapes à suivre pour intégrer les caractéristiques nécessaires à la modélisation d'une coupe orthogonale avec ABAQUS/Explicit. :

- Part
- Property
- Assembly
- Step
- Interaction
- Load
- Mesh
- Job

III.4.3 Conditions aux limites et chargement

La pièce est modélisée en déformations planes : elle est fixée par un encastrement à sa base.

L'outil est modélisé par un corps rigide, il est animé d'un mouvement de translation et mouvement de rotation.

L'avance de coupe $f = 0,15\text{mm/tr}$, et Le contact entre l'outil et la pièce usinée est considéré avec frottement et le coefficient de frottement outil- pièce est estimé à $\mu=0.2$.

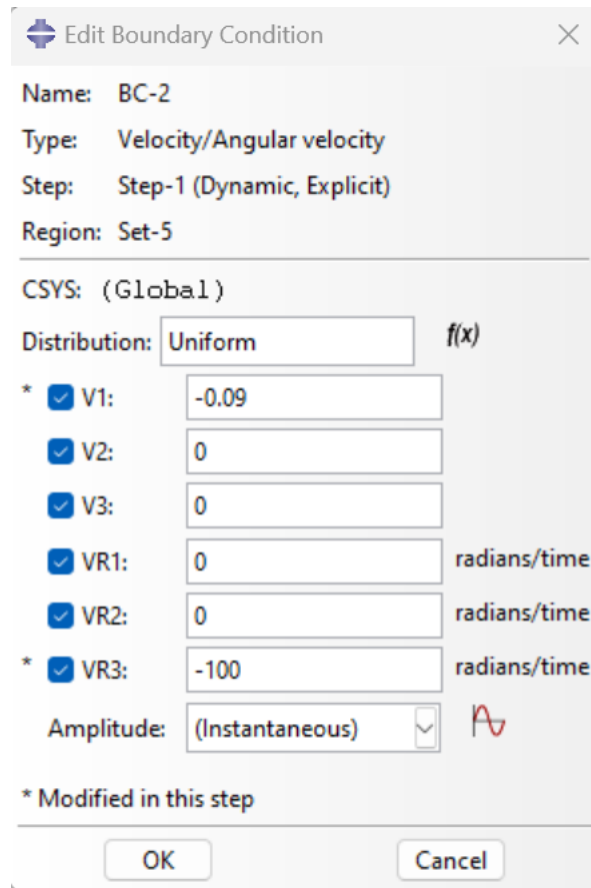


Figure III.23 – mouvement de translation et de rotation pour l'outil

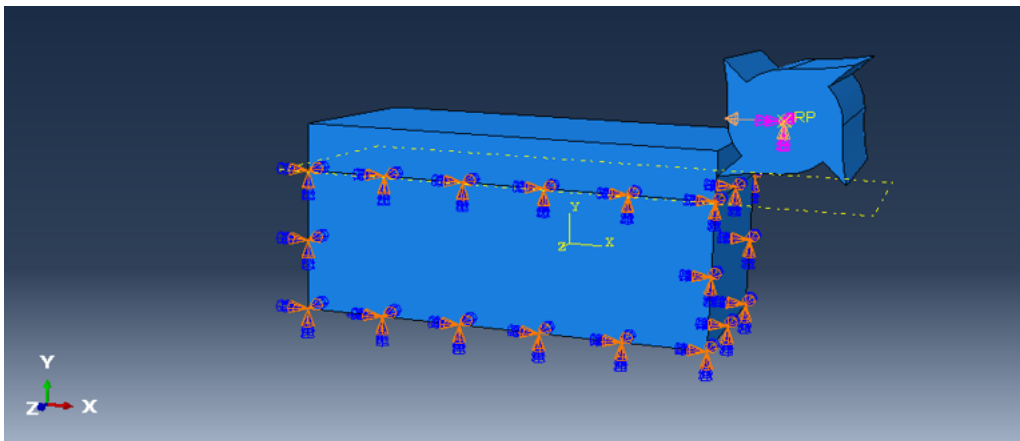


Figure III.24 – Création des conditions de chargements

III.4.4 Résultats et discussion

Dans notre modèle numérique d'usinage en coupe orthogonal, nous arrivons à obtenir la formation d'un copeau. On observe bien le déchirement de la matière formant un copeau et l'endommagement subit par celle-ci (figure III.25).

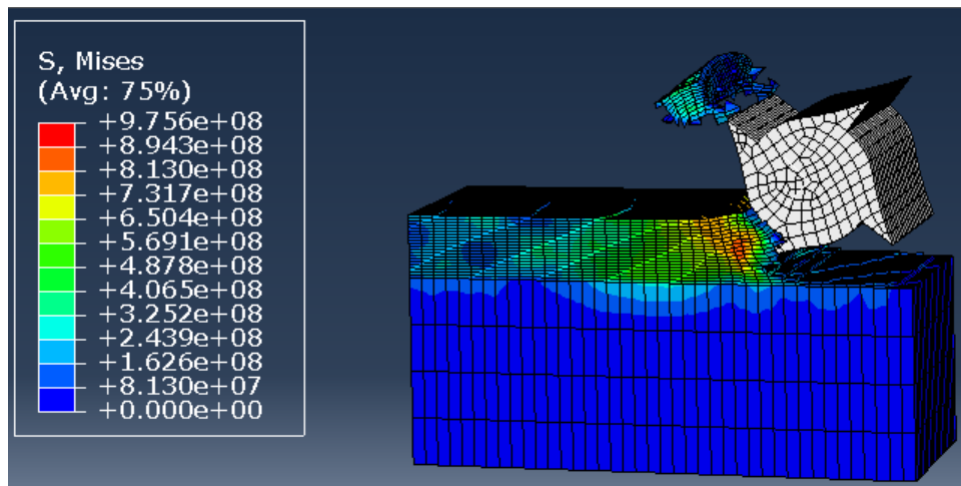


Figure III.25 – Résultat de simulation - formation du copeau

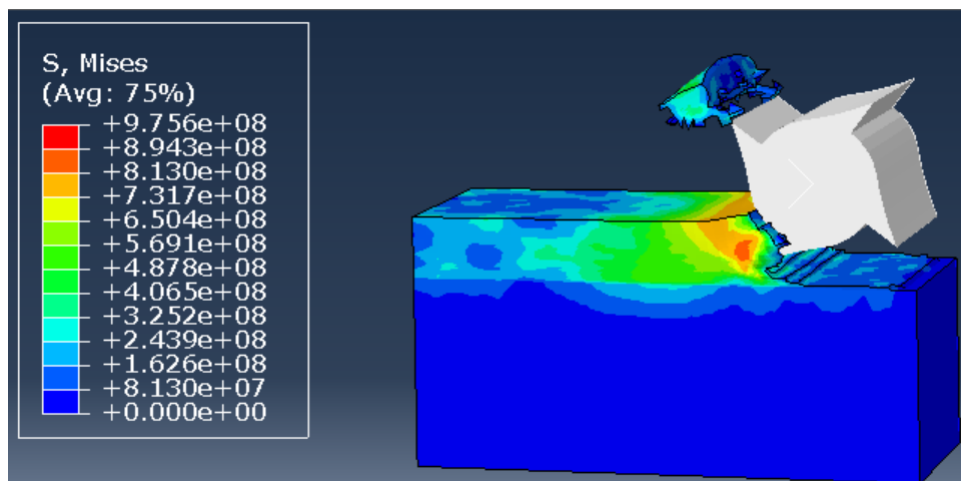


Figure III.26 – Résultat de simulation - formation du copeau (sans maillage)

On distingue bien les trois zones de cisaillement de la matière qui forme le copeau, comme le décrit dans la figure suivant :

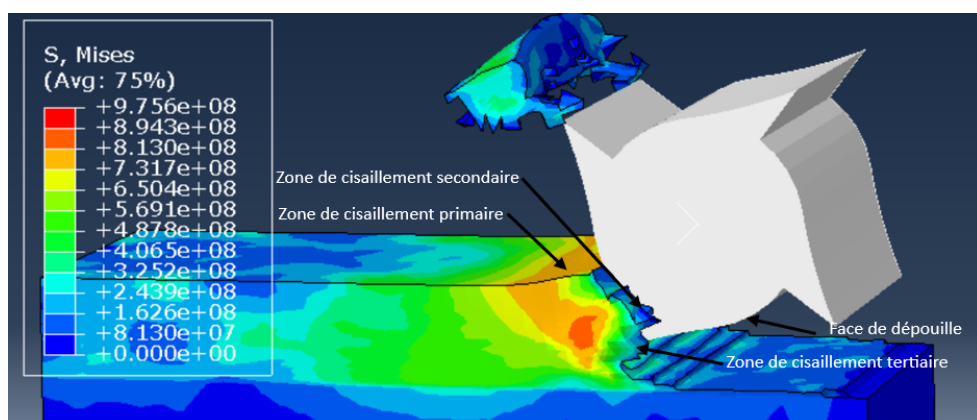
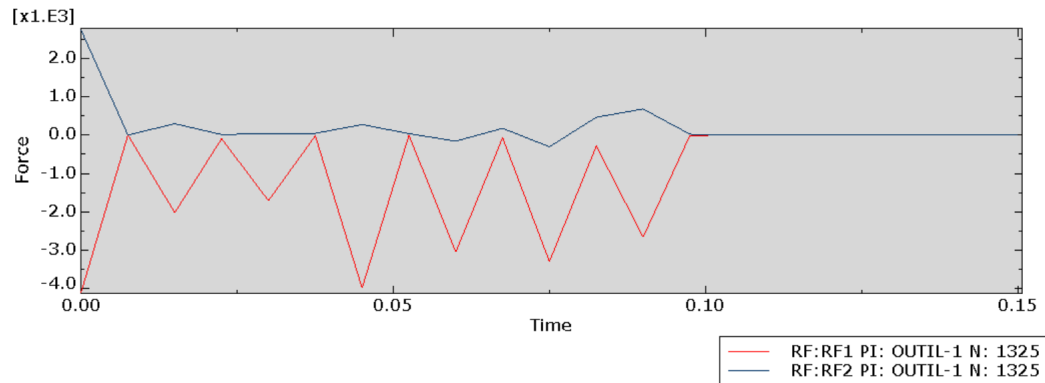


Figure III.27 – Les zones de déformation lors de la formation d'un copeau en coupe orthogonale.

Lorsque l'outil est en contact avec le matériau, il produit deux composantes : la force d'avance en trait rouge et la force de coupe en trait bleu.

La figure suivante montre l'évolution de ces efforts en fonction du temps obtenus par ABAQUS/Explicit.



III.5 Conclusion


En conclusion de ce chapitre nous avons réalisé plusieurs études visant à évaluer la stabilité du processus de fraisage (le rainurage et le fraisage en avalant). Nous avons utilisé une approche de simulation du lobe de stabilité pour analyser les performances du système et prévoir les conditions de coupe optimales.

Premièrement, nous avons effectué des simulations du lobe de stabilité pour le rainurage et le fraisage en avalant, afin de déterminer les combinaisons optimales de paramètres de coupe (vitesse de rotation, avance, profondeur de passe) qui garantissent un processus stable. Les résultats obtenus nous ont permis de visualiser les limites de stabilité du système et d'identifier les plages de paramètres de coupe pour éviter les vibrations indésirables.

En parallèle aux simulations du lobe de stabilité, nous avons également effectué des simulations des efforts et des déplacements lors du fraisage en régime dynamique. Ces simulations analytiques nous ont fourni des informations précieuses sur la distribution des forces de coupe et des déformations dans le système. Ces résultats complémentaires nous ont aidés à mieux comprendre les mécanismes de coupe et à affiner nos recommandations pour l'optimisation des paramètres de coupe.

Et en fin nous avons également effectué de simulation utilisant Abaqus pour

aluminium AL7075-T6, nous avons pu obtenir des résultats précieux pour évaluer et optimiser le processus de fraisage. Nous avons pu simuler avec précision les interactions entre la pièce et l'outil, ce qui nous a permis de comprendre en détail les phénomènes physiques qui se produisent pendant le fraisage.



conclusion générale
et perspectives

Le fraisage est une opération d'usinage essentielle dans l'industrie pour la fabrication de pièces mécaniques. Cependant, les vibrations causées par la discontinuité du contact entre l'outil et la pièce, ainsi que la variation de la passe radiale due au choix de la stratégie d'usinage, réduisent la productivité et la précision géométrique des pièces fabriquées.

Pour améliorer la qualité des pièces et réduire les coûts de fabrication, il est nécessaire d'optimiser le processus de fraisage. Cela implique l'utilisation de moyens, d'équipements et de bancs d'essais coûteux, ainsi qu'un investissement en temps considérable. Pour éviter ces dépenses, il est très utile de prédire le comportement vibratoire de l'outil avant l'usinage des pièces. Cette prédiction peut être réalisée à l'aide de simulations utilisant des logiciels industriels et des programmes spécifiques à chaque opération d'usinage.

Dans cette étude, des codes de calcul ont été développés sous MATLAB et ABAQUS/Explicit pour simuler le comportement vibratoire du système d'usinage. Les résultats de ces simulations ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- L'augmentation de la profondeur axiale réduit la stabilité de l'usinage.
- La vitesse de rotation de la broche influe sur la stabilité d'usinage, Les déplacements de la fraise peuvent atteindre des valeurs maximales où l'usinage devient instable (ça dépend des valeurs :la masse , de la raideur et du coefficient d'amortissement de la machine- outil ou de la « fraise »)
- Le choix de la vitesse de rotation de la broche qui correspond à une profondeur de passe axiale au dessus des lobes de stabilité conduit à un usinage instable.
- L'augmentation du nombre de dents de la fraise peut conduire aussi à un usinage instable.

Plusieurs perspectives de recherche sont suggérées pour poursuivre ce travail :

- Il est possible aussi de continuer d'étudier le broutement pour les autres opérations du fraisage, en utilisant des différentes formes géométriques de fraises utilisées dans l'industrie,
- Étudier le comportement en coupe oblique,
- Il y a aussi la possibilité d'étudier le comportement de la fraise en 3D (i.e. tracer des graphes de stabilité en 3D),

- Étudier la configuration réelle d'un système d'usinage où l'outil et la pièce sont tous deux flexibles.

Les conclusions obtenues peuvent contribuer à améliorer la stabilité de l'usinage, réduire les vibrations et augmenter la qualité des pièces produites.

Cependant, il est nécessaire de valider par des essais expérimentaux dans les mêmes conditions utilisées en simulation.



Références bibliographiques

Références

bibliographiques

- [1] B. Matthieu and al, « Simulation numérique de la coupe orthogonale, influence de paramètres numériques », 7ème Colloque National en Calcul des Structures, Giens, Var, France. (2005).
- [2] R. Laheurte, « Application de la théorie du second gradient à la coupe des matériaux », Thèse de doctorat. Université de Bordeaux, (2004).
- [3] C. Azoui, « Simulation des effets dynamiques de la coupe sur la stabilité de la coupe : application au fraisage de profil ». Thèse de Magister en Construction Mécanique, Université de Batna, 2009.
- [4] M.E. Merchant Mechanics of the metal cutting process I. Orthogonal cutting and a type 2 chip. Journal of applied physics. Vol. 16, N° 5, pp. 267-275 (1945).
- [5] A. Samir, « Développement d'une nouvelle approche hybride pour la modélisation des échanges thermiques à l'interface outil copeau : Application à l'usinage de l'alliage d'aluminium aéronautique AA 2024-T351 », Thèse de Doctorat, Université de LORRAINE, France. (2012).

- [6] G. Piègne, « Etude et simulation des effets dynamiques de la coupe sur la stabilité de la coupe et la qualité géométrique de la surface usinée : application au fraisage de profil », Thèse de Doctorat, Université de Grenoble, 2003.
- [7] M.E. Merchant Mechanics of the metal cutting process II. Plasticity conditions in orthogonal cutting. Journal of applied physics. Vol. 16, N° 6, pp. 318-324 (1945).
- [8] J. R. Pratt, «Vibration control for chatter suppression with application to bo-rings bars». Thèse de Doctorat, 1997.
- [9] S. A. Tobias, « Machine Tool Vibration », Blakie and Son Limited, 1965.
- [10] F. C. Moon, « Chaotic Dynamics and Fractals in Material Removal Processes », pp. 25-38, vol. Nonlinearity and Chaos in Engineering Dynamics, John Wiley and Sons,1995, 452 p., ISBN : 0-471-94458-0.
- [11] G. F. MORARU, « Etude du comportement du système pièce-outil-machine en régime de coupe vibratoire », Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, France 2002.
- [12] N. Corduan, « Etude des phénomènes vibratoires en fraisage de finition de plaques minces : application aux aubages de turbines aéronautiques », Thèse de Doctorat, ENSAM, CER de Paris, 2006.
- [13] T.Schmitz and K.Smith,«Machining dynamics »,2009.
- [14] A.Benali, « Modélisation et simulation du broutement pour l'opération du fraisage en utilisant un modèle de force de coupe prédictive ». Thèse de Magister en Construction Mécanique, Université de Batna, 2012.
- [15] H.Z. Li, W.B. Zhang, X.P. Li, « Modelling of cutting forces in helical end

milling using a predictive machining theory », Department of Mechanical and Production Engineering, The National University of Singapore, 10 Kent Ridge Crescent, Singapore 119260, Singapor, 2000.

[16] A.BENYOUCEF, « Modélisation de l'effort de coupe dans le cas du fraisage hémisphérique par une approche mécanistique », Thèse de Magister en Construction Mécanique, Université de Batna, 2006

[17] G. JEONG, D. H. Kim et D. Y. Jang, « Real time monitoring and diagnosis system development in turning through measuring a roundness error based on three-point method. International Journal of Machine Tools and Manufacture ». Vol. 45/12-13, p :1494-1503, 2005.

[18] N.S. Brar and al, « Constitutive Model Constants for Al 7075-T651 and Al7075-T6 », AIP Conference Processing 945, 2009.

[19] Document de l'entreprise EPIC-EDIV/EPE CVILT SPA. Le 18/04/2023.

[20] Ecole national de D'ingénieurs de BREST 12/06/2023 à 14h et 6min.

[21] <https://www.cazeneuve.fr/type-usinage/fraisage/> 12/06/2023 à 14h et 08min.

[22] Ref./No. FR 1816 EDITION C2004/05 .



Annexe

1-Historique

BTK est devenue filiale de la société Mère SNVI Rouïba en date du 02/01/2014 après avoir récupéré les 60% des actions de la précédente Entreprise BTK, en date du 03/10/2013.

La société BTK qui a demeurée depuis 03/10/2008, le groupe de carrosserie Français BTK(BEHM-TITAN-KAISER) et la société nationale des véhicules industriels (SNVI) s'ont accordées pour créer une joint-venture sur la base des actifs de l'unité carrosserie industrielle de la SNVI implantée à TIARET (C.I.TIARET actuelle) avec l'aval du conseil des participations de l'état (CPE) et du partenaire social de la partie Algérienne.

Cette joint -venture a envisagé de mettre en œuvre un programme de formation de personnel à travers un transfert d'expertise et un apport de savoir -faire technologique.

A la faveur de l'essor grandissant de l'Industrie Militaire en Algérie, le Ministère de Défense Nationale a récupéré la filiale C.I.TIARET.

En date du 04/11/2021 le transfert du patrimoine de la C.I.TIARET a été transféré du Ministère de l'Industrie et des mines vers le Ministère de Défense Nationale.

Ainsi et sur base des actifs de l'EX, C.I.TIARET est née la filiale EPIC-EDIV/EPE CVILT SPA. [19]

2-Fraisage combiné à prédominance de face par commande numérique

Une M.O.C.N est une machine-outil automatique dont les actionneurs sont commandés par un DCN (Directeur de Commande Numérique) capable d'exécuter un programme d'usinage qui comporte une suite d'instructions de mouvements (commandes des axes) ou d'actions (lubrification, changement d'outils, ...).

Les Centres d'Usinages sont des M.O.C.N. dont l'architecture est comparable à une fraiseuse verticale ou horizontale et sont équipées d'un magasin et d'un changeur d'outils. Montré sur la figure 1. [20]



3-Programme HEIDENHAIN

Le logiciel EMCO WinNC Heidenhain TNC 426 Fraisage fait partie du concept de formation EMCO qui repose sur l'utilisation d'un PC.

Ce concept doit permettre d'apprendre à utiliser et à programmer une commande de machine sur PC.

Avec EMCO WinNC pour les fraiseuses EMCO MILL, vous pouvez piloter les fraiseuses EMCO PC MILL et CONCEPT MILL directement par le PC.

L'utilisation d'une tablette graphique ou du clavier de commande (accessoire) simplifie grandement le maniement, et le mode de fonctionnement proche de la commande originale augmente la valeur didactique du système.

Pour compléter cette description du logiciel et la description de la machine, livrée avec la machine même, les documents didactiques suivants sont en cours de préparation : Éducatif-CD-ROM "WinTutorial" (Exemples, Fonctionnement, Description des ordres.

Ces instructions comprennent toutes les possibilités du logiciel de commande Heidenhain TNC 426 Fraisage. De plus, les principales fonctions sont décrites simplement et clairement pour faciliter l'apprentissage autant que possible.

Si vous avez des demandes de renseignement ou des propositions d'amélioration, veuillez-vous adresser directement à la société.[21]

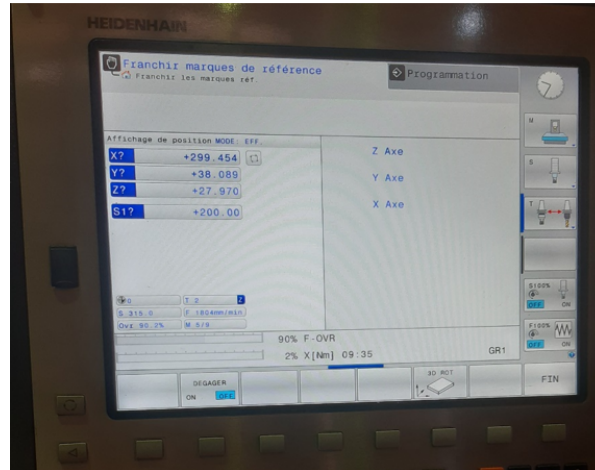
4-CAZENE UVE

Les machines de fraisage sont assemblées dans les ateliers CAZENEUVE situés à Pont-Evêque (France, 38). A partir de structures en fonte monoblocs, les glissières usinées dans la masse, trempées et rectifiées, permettent de garantir une rigidité et une stabilité du bâti tout au long de la vie de la machine. La maîtrise technique de tous les procédés de fabrication, comme l'ajustage par grattage, l'assemblage, le

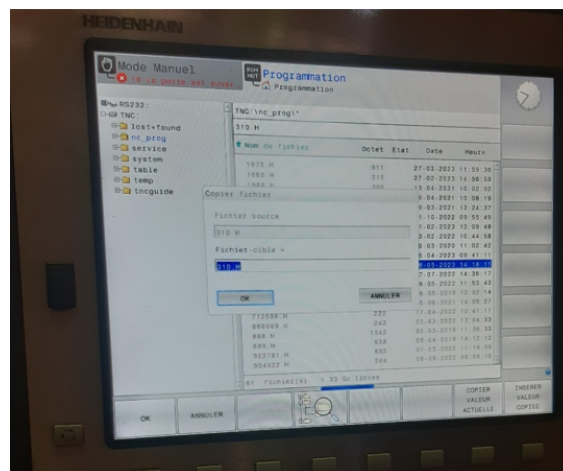
câblage, le contrôle et les essais, est portée par une organisation efficace. [22]

5-mode opératoire : Opération de surfacage

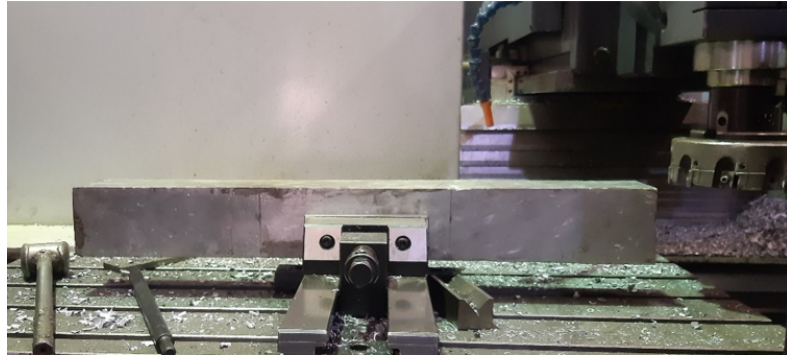
- Démarrage de la machine : Lorsque la machine est démarrée, le premier message apparaît est « franchir marques de référence » et cela signifie que nous devons définir les axes (X; Y; Z).



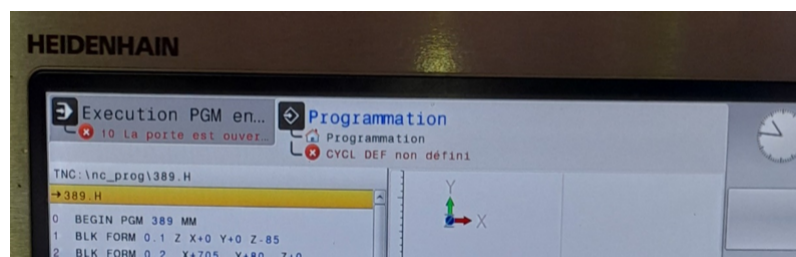
- Nouveau programme : L'avantage de cette machine est qu'elle nous permet de copier le programme afin de faciliter à nouveau le processus de fabrication. (Nom de ce programme 389)



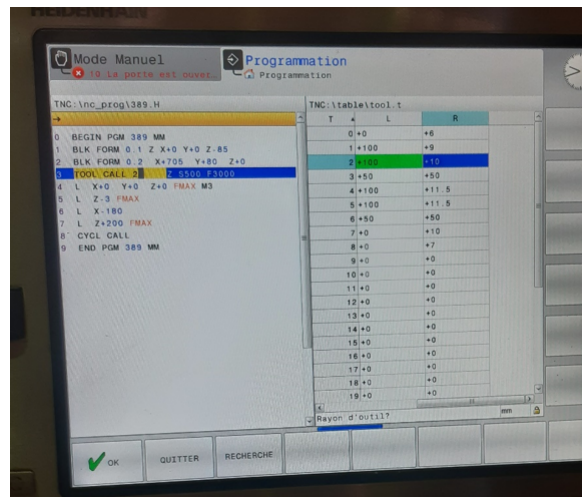
— Mesurage de pièce :



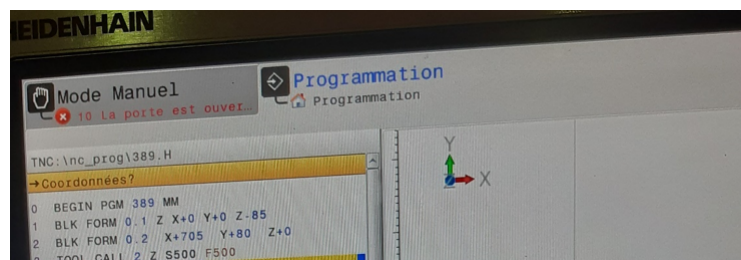
- Longueur $X= 705$;
- Largeur $Y=80$;
- Épaisseur $Z= 85$;
- Les coordonnées des axes au premier point : $X= 0$; $Y= 0$; $Z= -85$;
- Les coordonnées des axes au dernier point : $X= 705$; $Y=80$; $Z=0$.



— Mesurage de l'outil : La largeur de l'outil est 100 donc le numéro de l'outil dans le programme est 2 et sa diamètre $D= 160$ donc le Rayon= 80 .



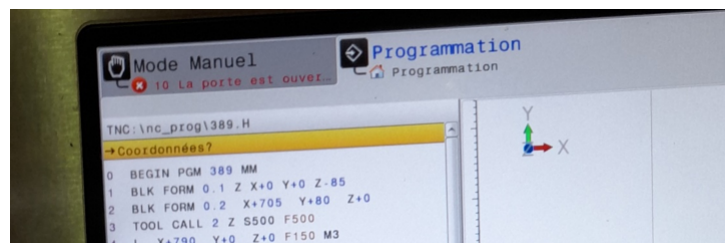
On indique à la machine l'axe sur lequel on va fabriquer, qui est l'axe Z, et on lui donne la vitesse de broche $S=500$ et la vitesse d'avance $F=500$.



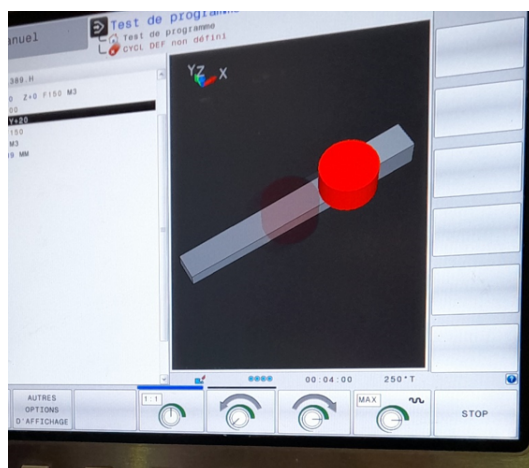
— Les points de contact outil-pièce :

Nous avons pris $Y=0$ puisque le diamètre de l'outil est grand par rapport la largeur de pièce donc s'il n'affecte pas. M3 c'est le sens de rotation.

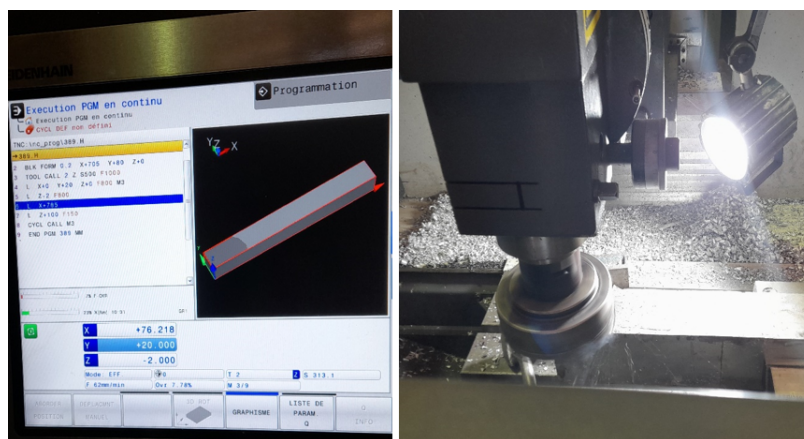
Nous enlèverons 2 mm de la pièce.



— La simulation :



— Démarrage de l'usinage :



— Pièce usinée :



Résumé

Ce travail de recherche a consisté en le développement d'un programme de simulation (MATLAB) pour l'opération de fraisage périphérique, en se basant sur la modélisation d'un système de coupe à un seul degré de liberté. Ce programme a permis de tracer les lobes de stabilité et simuler les forces et les déplacements pour les opérations de (rainurage et fraisage en avalant). De plus, une simulation du fraisage a été réalisée à l'aide du logiciel de simulation (Abaqus) pour l'alliage d'aluminium AL7075-T6. Ces simulations ont fourni des informations précieuses sur les problèmes vibratoires dans les machines lors du fraisage périphérique. Les résultats de ces simulations ont été comparés à ceux de la littérature scientifique, et une bonne concordance a été observée.

Mot clés : Modélisation, fraisage de périphérique, simulation, Abaqus, MATLAB, lobes de stabilité.

Abstract

This research work consisted in the development of a simulation program (MATLAB) for the peripheral milling operation, based on the modeling of a cutting system with a single degree of freedom. This program made it possible to trace the stability lobes and to simulate the forces and displacements for the operations of (grooving and milling downhill). In addition, a milling simulation was carried out using the simulation software (Abaqus) for the aluminum alloy

AL7075-T6. These simulations provided valuable information on vibration problems in machines during peripheral milling. The results of these simulations were compared with those of the scientific literature, and a good agreement was observed.

Key words : Modeling, end milling, simulation, Abaqus, MATLAB, stability lobes.

ملخص

يتألف هذا العمل البحثي من تطوير برنامج محاكاة (ماتلاب) لعملية القطع المحيطي ، بناءً على نمذجة نظام القطع بدرجة واحدة من الحرية. أتاح هذا البرنامج إمكانية تتبع فصوص الثبات ومحاكاة القوى وحالات النزوح لعمليات (التجويف والقطع بالتقدم). بالإضافة إلى ذلك ، تم إجراء محاكاة القطع باستخدام برنامج المحاكاة (اباكييس) لسبائك الألومنيوم . قدمت هذه المحاكاة معلومات قيمة عن مشاكل الاهتزاز في الآلات أثناء القطع المحيطي. تمت مقارنة نتائج هذه المحاكاة مع تلك الموجودة في الأدبيات العلمية ، ولوحظ اتفاق جيد.

الكلمات المفتاحية : فصوص الثبات ، القطع المحيطي ، نمذجة ، محاكاة ، ماتلاب ، اباكييس .