Thèse

acceptée par la Faculté Polytechnique de Mons,
Service de Génie Mécanique

pour l'obtention du grade de docteur en Sciences Appliquées

le 2 mars 2007

Edouard Rivière-Lorphèvre

ETUDE ET SIMULATION DE PROCEDES DE FRAISAGE GRANDE VITESSE : EFFORTS DE COUPE, STABILITE, ETATS DE SURFACE

Composition du jury :

MM.	O.	Verlinden	Professeur, FPMs	Président
	E.	Filippi	Professeur, FPMs	Promoteur
	P.	Dehombreux	Professeur, FPMs	Co-promoteur
	C.	Conti	Recteur, FPMs	Membre du Jury
	P.	Lybaert	Doyen, FPMs	Membre du Jury
	J.-F.	Debongnie	Professeur, ULg	Membre du Jury
	A.	Delchambre	Professeur, ULB	Membre du Jury
	B.	De Meester	Professeur, UCL	Membre du Jury
	A.	Stas	Manager de la division Mécanique et Matériaux, Technofutur	Membre du Jury
	P.	Van Herck	Professeur Émérite, KUL	Membre du Jury
	P.	Viéville	Maître de Conférences, ENIM – Metz	Membre du Jury

Faculté Polytechnique de Mons
Académie universitaire Wallonie - Bruxelles

Remerciements

A l'issue de ce travail, je souhaite remercier les personnes qui, de près ou de loin, m'ont aidé à la réalisation de cette thèse de doctorat :

Mon promoteur, le professeur Enrico Filippi, pour m'avoir permis d'entreprendre des recherches dans un domaine passionnant, pour m'avoir offert la possibilité d'orienter mes recherches avec une grande liberté. Je le remercie également pour les nombreux contacts qu'il a réussi nouer pour me permettre de réaliser ces travaux dans les meilleures conditions et pour sa confiance, ses nombreux conseils et son encadrement tout au long de cette thèse.

Je remercie également mon co-promoteur, le professeur Pierre Dehombreux, pour ses conseils et ses remarques pertinentes, toujours distillées avec le sourire, qui m'ont aidés à progresser dans ce travail.

Les membres de mon comité d'accompagnement de thèse pour leurs encouragements et le temps qu'ils ont consacré aux réunion d'avancement.

Monsieur Alain Stas, manager de la division «mécanique et matériaux» du centre de compétences «technofutur» pour m'avoir permis de réaliser mes validations expérimentales dans ses installations ; les formateurs Guiseppe di Troya, René Torez et leurs stagiaires pour leur aide lors de la réalisation de ces validations.

Le professeur Leduc de l'ULB pour la mise à disposition du capteur d'efforts de coupe employé pour cette thèse ainsi que le service du professeur de Meester de l'UCL pour le prêt de ce capteur.

Messieurs Tom Jacob et Peter ten Haaf du CRIF/WTCM pour la réalisation de mesures effectuées dans leurs installations de Diepenbeek.

Le professeur Olivier Verlinden pour son aide sur l'intégration numérique des équations dynamiques.

Les assistants Georges Kouroussis et Philippe Brux pour la réalisation des analyses modales expérimentales des structures de test.

Les techniciens des services généraux et techniques de la Faculté pour l'usinage des pièces ayant servi à la réalisation des tests.

Mes collègues (présents et passés) du service de Génie Mécanique pour leur soutient et pour l'ambiance «dans le joie et la bonne humeur» qu'ils maintiennent dans le service. Un «merci» tout particulier à Adrien pour sa relecture consciencieuse.

Je ne pourrais conclure cette liste de remerciements sans citer ma famille et mes proches qui ont toujours été à mes côtés pour me soutenir.

Enfin, je remercie particulièrement Fabienne qui a su apaiser mes doutes et mes angoisses et qui a supporté, toujours avec le sourire, mes veillées tardives et les nombreuses relectures de ce document.

Table des matières

Table des figures

Liste des tableaux

Notations employées

<u>*Paramètres modaux*</u>

f	Fréquence [Hz]
ω	Pulsation [rad/s]
ξ	Degré d'amortissement réduit
B_ijk	Résidu modal pour une excitation au point i, une réponse mesurée au point j (k^e mode) [1/kg]
m	Masse modale [kg]
c	Amortissement modal [N.s/m]
k	Raideur modale [N/m]
$[\Phi]$	Matrice regroupant les vecteurs propres
$[M]$	Matrice masse (Inertie)
$[C]$	Matrice d'amortissement
$[K]$	Matrice de raideur

<u>*Angles*</u>

κ	Angle d'inclinaison d'arête
ϕ	Angle de cisaillement primaire [rad]
$\phi(t)$, $\theta(t)$	Rotation de la fraise autour de son axe
ϕ_{st}	Angle d'entrée dans la matière [rad]
ϕ_{ex}	Angle de sortie de la matière [rad]
α	Angle de dépouille [rad]
β	Angle de taillant [rad]
γ	Angle de coupe [rad]
λ	Angle de frottement [rad]

<u>*Géométrie*</u>

A_0, A_1, A_2	Position de l'arête de coupe en $t = t_0, t_{-1}, t_{-2}$
O	Position du centre de la fraise
B	Intersection entre la surface usinée et le segment $[OA_0]$
C	Intersection entre la surface usinée et le chemin suivi par l'arête de coupe
A_γ	Face de coupe
A_α	Face de dépouille

notations (suite)

Calcul des forces

K, K_c	Pression spécifique de coupe [Pa]
K_t	Pression spécifique de coupe dans la direction tangentielle [Pa]
K_r	Pression spécifique de coupe dans la direction radiale [Pa]
K_a	Pression spécifique de coupe dans la direction axiale [Pa]
x_F, m	Exposant affectant la hauteur du copeau dans le modèle exponentiel
db	Projection de la hauteur élémentaire du disque local sur l'arête de coupe [m]
h	Epaisseur du copeau non déformé [m]
dS	Longueur élémentaire d'arête de coupe [m]
h_c	Epaisseur du copeau déformé [m]
$r = \frac{h}{h_c}$	Rapport de coupe

Paramètres technologiques

a	Profondeur de passe axiale (fraisage) [m]
b	Largeur de coupe (tournage) [m]
f, s_t	Avance par dent [m/dent]
Ω, N	Vitesse de rotation [tr/min]
n	Fréquence de rotation [tr/s]
$Z(x)$	Hauteur du profil de rugosité [m]
R_t	Rugosité totale [μm]
R_a	Rugosité arithmétique [μm]
R_q	Rugosité quadratique [μm]

Description de la fraise

i	Angle d'hélice d'un outil [rad]
N, Z	Nombre de dents
D	Diamètre [m]
R	Rayon du congé
R_r	Position latérale du centre du congé [m]
R_z	Position axiale du centre du congé [m]
α	Inclinaison de la première partie conique [rad]
β	Inclinaison de la seconde partie conique [rad]
h	hauteur de la denture [m]

Intégration numérique

q	Paramètres de configuration (déplacement) [m]
h, Δt	Pas de temps [s]
β, γ	Paramètres du schéma de Newmark

notations (suite)

<u>*Divers*</u>

T_c	Température de l'arête de coupe [°]
V_c	Vitesse de coupe [m/s]
τ, τ_1, τ_2	Délai [s]
ϵ	Délai angulaire (déphasage) [rad]
ω_c	pulsation de broutage [rad/s]
N	Index (ou ordre) du lobe de stabilité
μ	Multiplicateur caractéristique
λ	Exposant caractéristique
σ^2	Variance
x_m	Moyenne

Chapitre 1

Introduction

L'usinage reste une technologie incontournable pour réaliser des pièces mécaniques dans des tolérances serrées. Ce procédé de fabrication a su rester compétitif grâce aux progrès technologiques réalisés à tous les niveaux de la chaîne de valeur (machine, outils, commande numérique, matériaux usinés,...). Plusieurs secteurs d'activité ont vu se développer les techniques d'usinage à grande vitesse (UGV) qui permettent d'augmenter de manière spectaculaire la productivité de la mise en forme par enlèvement de matière.

Le domaine de l'usinage voit toutefois encore subsister un ensemble de phénomènes parasites pas toujours évidents à quantifier et qui peuvent réduire à néant les efforts consentis à la réalisation de pièces de qualité. L'un des phénomènes parasites les plus connus est l'apparition du broutage (phénomène de vibrations autoexcitées).

Celui-ci a été relativement contenu dans le domaine de l'usinage conventionnel où la recherche de structures de machines ayant une grande rigidité permet d'éviter son apparition. Ces mesures se révèlent par contre insuffisantes dans le cadre de l'usinage à grande vitesse ou lors de l'usinage de pièces flexibles.

S'inscrivant dans ce contexte, les objectifs de cette thèse sont de trois ordres. Premièrement d'établir un état de l'art permettant la compréhension des phénomènes physiques en jeu lors de l'usinage. Deuxièmement, développer des outils de simulation permettant de modéliser l'usinage afin d'optimiser ses paramètres. Troisièmement, valider expérimentalement les concepts étudiés pour s'assurer de la transposition pratique des résultats.

1.1 Contexte de l'étude - l'industrie manufacturière en Europe

L'industrie manufacturière représente une part importante de l'activité économique des pays industrialisés. Approximativement 22 % du PNB de l'union européenne est lié à la fabrication de biens et on estime que 70 % de l'emploi de l'union européenne est lié de manière directe ou indirecte à la transformation de matière [1]. Pour maintenir une compétitivité suffisante dans ce secteur d'activité vital, il est nécessaire de maintenir une haute valeur ajoutée et une productivité importante. La simulation des procédés de fabrication est une voie qui permet de réaliser des optimisations importantes en privilégiant une réflexion en amont du procédé de fabrication.

Consciente de l'importance du lien entre sciences et techniques, la Commission Européenne a inséré dans la déclaration de Lisbonne l'objectif pour l'Union Européenne de *«devenir l'économie de la connaissance la plus compétitive et la plus dynamique du monde, capable d'une croissance économique durable accompagnée d'une amélioration quantitative et qualitative de l'emploi et d'une plus grande cohésion sociale»* [2].

L'étude de la simulation des procédés de fabrication s'inscrit dans cette volonté d'une meilleure maîtrise des procédés. Elle permet une optimisation basée sur la modélisation plutôt que sur la réalisation d'un ensemble d'essais souvent coûteux.

1.2 Fabrications par usinage

L'usinage consiste en la mise en forme des matériaux par enlèvement de matière. Son importance économique est considérable, bien que difficilement chiffrable (on cite 5% du PIB en France et 10% aux Etats-Unis). Il s'agit d'un procédé très flexible et permettant d'obtenir de bonnes précisions dimensionnelles et un état de surface soigné. Ses inconvénients majeurs sont sa faible productivité et sa grande consommation d'énergie et de matières premières.

L'usinage tend toutefois à garder sa position préférentielle dans de nombreux domaines pour diverses raisons :
- le parc de machines-outils mondial est en plein renouvellement vers des machines-outils à commande numérique permettant une automatisation plus poussée des fabrications ;
- la grande flexibilité de ce procédé le rend particulièrement bien adapté à la réalisation de petites et moyennes séries, pouvant être lancées sans de lourds investissements en outillage ;
- le développement de l'usinage à grande vitesse permet une nette amélioration de la productivité.

De plus, de nombreux progrès techniques tout au long de la chaîne permettent de maintenir l'usinage comme un procédé compétitif :
- l'emploi d'éléments plus rigides pour les guidages de la machine ;
- l'amélioration de la précision de positionnement des axes de la machine ;
- le développement de matériaux à usinabilité améliorée ;
- le développement de nouvelles nuances d'outils et de revêtements plus performants ;
- l'augmentation de la rapidité et de la précision des commandes numériques ;
- le développement de stratégies optimisées d'usinage comme le tréflage (vidage de poche par mouvements axiaux de l'outil) ou l'usinage trochoïdal (imposition d'une trajectoire d'outil tendant à rendre constant l'effort sur la fraise).

La recherche de performances accrues pour l'usinage a abouti au développement de techniques à grande vitesse qui ont également permis des gains importants de qualité et de productivité.

1.3 Usinage à grande vitesse

On parle d'usinage à grande vitesse (UGV) lorsque les vitesses de coupe mises en oeuvre sont cinq à dix fois supérieures aux vitesses conventionnelles (figure 1.1).

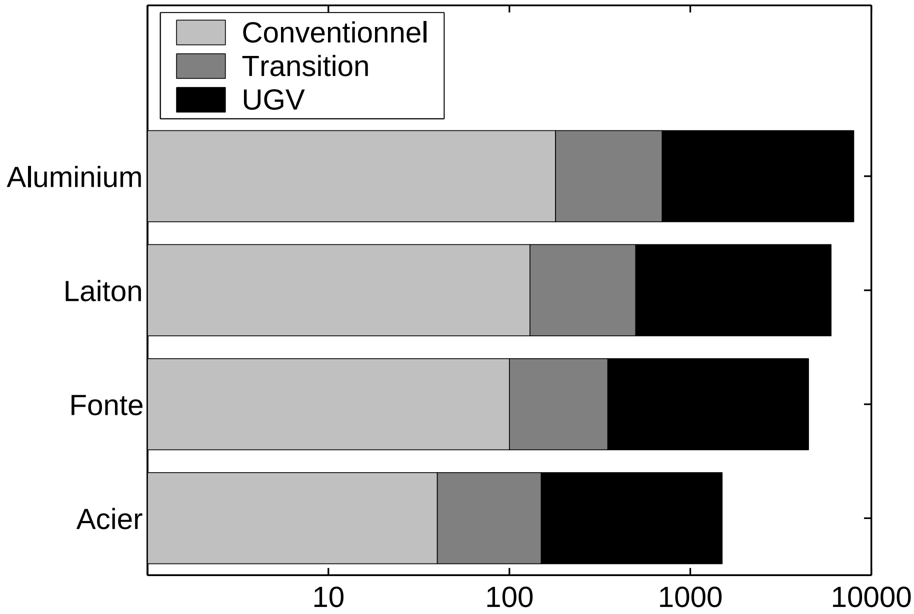

FIG. 1.1 – Domaines de vitesses de coupe (m/min)

A ces vitesses de coupe, de nombreuses modifications ayant un effet bénéfique ont été constatées. Les avantages les plus fréquemment cités du passage à l'UGV sont les suivants :

- augmentation de la productivité (le taux d'enlèvement de copeaux est supérieur toutes choses restant égales par ailleurs) ;
- possibilité de diminuer l'avance pour améliorer le fini de la surface à productivité constante ;
- réduction des efforts de coupe (certaines études montrent une diminution des efforts de coupe de l'ordre de 40% entre des vitesses de coupe de 50 et 1500 m/min [3]) ;
- le copeau emporte une plus grande part de la chaleur générée par l'usinage, les dilatations sont donc moindres.

De plus, comme nous le verrons par la suite, les zones de stabilité de l'usinage sont plus larges dans le domaine des grandes vitesses, ce qui permet une optimisation importante du procédé de fabrication.

L'UGV impose cependant une maîtrise accrue de certains aspects des machines (réduction des balourds, diminution des inerties pour augmenter les accélérations, révision des systèmes de fixation d'outil,...). En plus des investissements assez conséquents au niveau des machines et des outils, la mise en oeuvre de ces techniques implique une modification importante des méthodes de travail.

1.4 Secteurs utilisant l'UGV

L'usinage à grande vitesse est en constant développement dans l'industrie depuis quelques décennies. Les deux secteurs industriels ayant historiquement suivi le développement de l'UGV sont l'aéronautique et l'industrie de fabrication d'outillages (moules, matrices et poinçons).

En aéronautique, la diminution de la masse à vide des avions est un enjeu majeur. Ceci passe notamment par la réalisation de nombreuses pièces fraisées dans la masse présentant un nombre important de poches et de voiles minces. Ces éléments sont destinés à alléger les structures tout en leur conservant une résistance et une rigidité suffisantes.

Grâce à la réduction des efforts engendrés durant la coupe, il est possible d'usiner des voiles de plus en plus minces (cf. figure 1.2) diminuant d'autant leur masse. Certaines pièces en alliages légers présentent un rapport entre le volume de copeaux à produire et la pièce brute de l'ordre de 90 à 95 % (cf. figure 1.3). On comprend donc l'intérêt des techniques à grande vitesse qui permettent d'obtenir un grand débit de copeau.

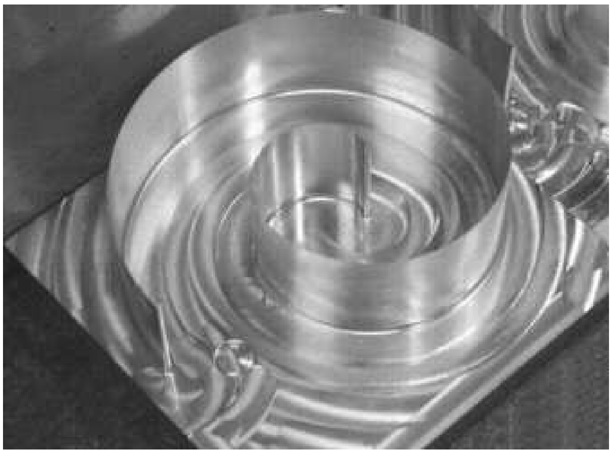

Fig. 1.2 – Voile mince - pièce de démonstration fraisée dans la masse. Hauteur de voile : 35 mm, épaisseur 150 μm (source : manufacturing automation laboratories)

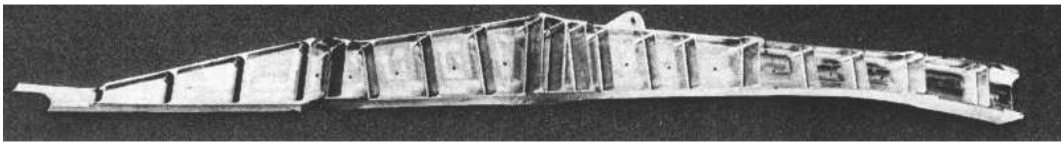

Fig. 1.3 – Exemple de pièce pour l'aéronautique : poutre de rive 2300x220x10 mm 5,1 kg [4]

La fabrication des outillages pour la fonderie et le forgeage est un autre domaine d'intérêt pour l'UGV. Ces secteurs sont encore peu automatisés, notamment au niveau de la finition des pièces. Les longs temps de polissage manuel nécessaires pour obtenir un état de surface correct augmentent fortement le coût des pièces réalisées. L'usinage à grande vitesse permet d'usiner les aciers spéciaux en réduisant les avances (donc la rugosité) tout en conservant un temps de cycle acceptable. Ceci permet d'obtenir des pièces nécessitant un temps de polissage beaucoup plus réduit.

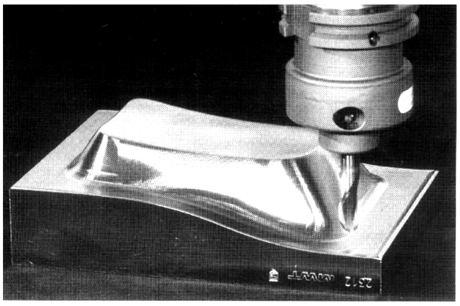

Fig. 1.4 – Fraisage d'un poinçon [4]

1.5 Problématique des vibrations autoexcitées

L'évolution actuelle des machines et des techniques ayant pour objectif de répondre aux besoins de l'usinage grande vitesse entraîne les conséquences suivantes [5] :

- afin d'augmenter les accélérations des axes des machines-outils, les masses en mouvement doivent être réduites, ce qui diminue la rigidité des machines ;
- des outils ayant un grand porte-à-faux sont plus souvent employés en vue d'augmenter leur polyvalence ;
- l'usinage à grande vitesse tend à solliciter les structures dans des gammes de fréquences de plus en plus hautes.

Ces éléments tendent à remettre sur le devant de la scène les problèmes de vibrations autoexcitées dans les machines-outils. Ces phénomènes sont désignés sous le nom de broutage[1]. Le broutage consiste en l'apparition de vibrations relatives importantes entre la pièce et l'outil. Elles apparaissent pour certaines combinaisons de vitesses de rotation et de profondeurs de passe. Elles causent de nombreux effets néfastes, on peut citer notamment :

- l'obtention d'un mauvais état de surface de la pièce usinée (cf. fig 1.5 et 1.6) ;
- le risque d'obtention de pièces hors des tolérances ;
- l'augmentation des efforts de coupe qui implique une usure accélérée voire un risque de casse de l'outil.

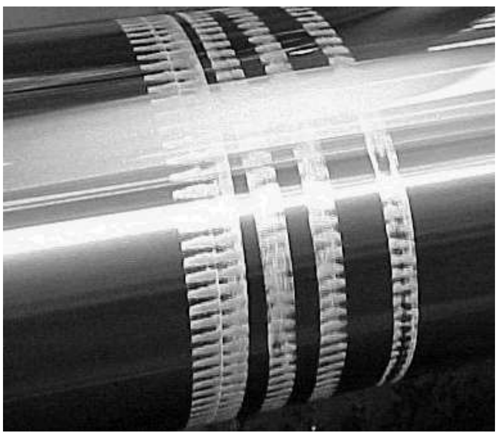

Fig. 1.5 – Marques caractéristiques laissées sur la pièce tournée lors de l'apparition du broutage

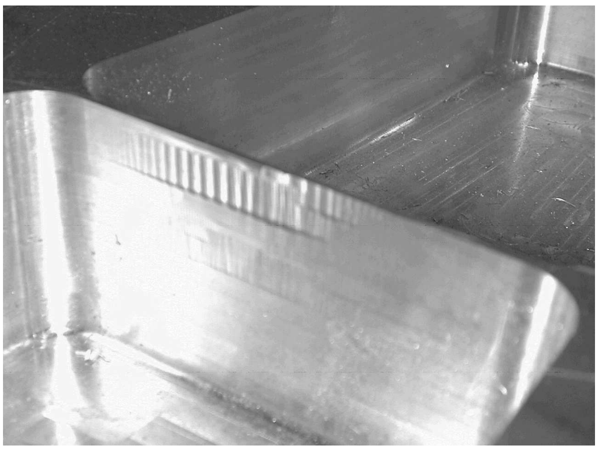

Fig. 1.6 – Marques caractéristiques laissées sur la pièce fraisée lors de l'apparition du broutage

[1] On parle de «chatter» en Anglais

L'étude détaillée de ces phénomènes permet de prédéterminer les conditions favorables à un usinage stable pour maintenir la production dans une qualité acceptable.

On peut penser a priori que le broutage est un problème «classique» bien connu. Toutefois, son étude reste d'actualité car un certain nombre d'aspects ne sont pas encore totalement maîtrisés. L'attrait de ce domaine dans la communauté scientifique est attesté par le grand nombre d'équipes de recherches en place et le nombre important de communications scientifiques publiées chaque année.

1.6 Plan du document

Ce document a été découpé en trois parties distinctes présentant successivement l'étude bibliographique, les développements et l'exploitation des modèles numériques de l'usinage.

La première partie est consacrée à la synthèse de l'étude bibliographique. Le chapitre 2 présente les phénomènes fondamentaux liés à l'apparition d'instabilité vibratoire en usinage et les familles de méthodes employées pour réduire leur impact négatif sur le procédé de fabrication (cf. figure 1.7). Ces méthodes sont développées dans les chapitres suivants (méthodes de simulation analytiques au chapitre 3, apport de l'analyse des équations différentielles au chapitre 4, simulation dynamique au chapitre 5). Le chapitre 6 présente les méthodes de détection de l'instabilité en cours d'usinage qui seront utilisées lors des validations expérimentales.

La deuxième partie présente en détail le simulateur de fraisage développé dans le cadre de cette thèse de doctorat. Le chapitre 7 résume l'apport de la simulation aux méthodes de fabrication. Ensuite, les trois aspects fondamentaux de la simulation dynamique du fraisage sont détaillés (modélisation géométrique de la surface et de l'outil au chapitre 8, modélisation des efforts de coupe au chapitre 9 et modélisation de la dynamique des phénomènes au chapitre 10). Le simulateur développé, l'ensemble de modèles retenus, la structure générale et les simulations réalisables sont développés au chapitre 11.

La troisième partie est consacrée à l'exploitation des méthodes de simulation développées dans le cadre de cette thèse. La validation des méthodes et des algorithmes est effectuée. Cette validation a été scindée en deux parties distinctes. Le chapitre 12 reprend les comparaisons de résultats simulés par rapport à des cas tests extraits de la littérature et le chapitre 13 expose la validation expérimentale réalisée avec nos propres dispositifs expérimentaux.

Plusieurs chapitres annexes permettent de présenter le fonctionnement général du simulateur et de développer des démonstrations mathématiques retirées du corps du texte dans un souci de clarté.

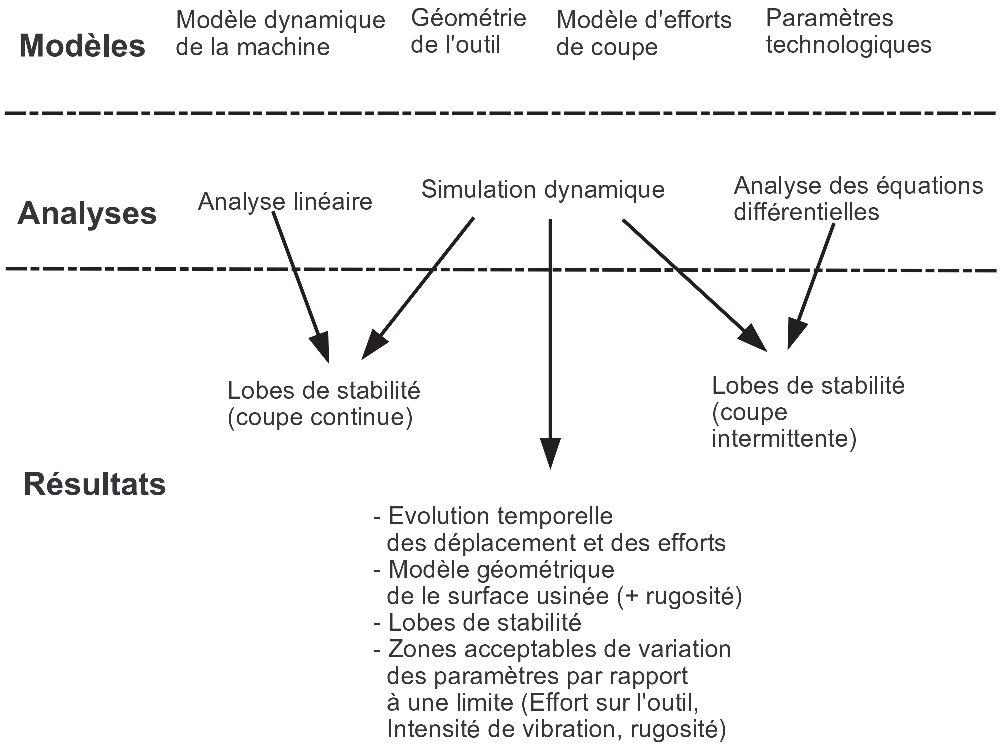

FIG. 1.7 – Types de résultats pour les différentes méthodes de simulation

Première partie : Les vibrations autoexcitées en usinage

Les problèmes de vibrations autoexcitées ont été étudiés depuis de nombreuses années. Si leurs causes principales ont pu être expliquées, les moyens de se prémunir de ces phénomènes sont en constant développement. Trois voies d'étude principales (simulation, détection et contrôle) se dégagent pour combattre leurs effets néfastes.
Cette partie du travail présente et développe dans un premier temps un ensemble de méthodes qui permettent de simuler de manière plus ou moins précise les divers cas rencontrés en pratique. Les théories linéaires qui ont démontré leur utilité pour saisir le sens physique des phénomènes mis en jeu sont un moyen simplifié mais donnant une bonne tendance. L'analyse des conditions de stabilité des équations différentielles générales décrivant le phénomène permet elle aussi de modéliser l'apparition du phénomène de broutage. Ces deux méthodes de simulation sont toutefois limitées dans le nombre de phénomènes modélisés en pratique. Les méthodes de simulation temporelle permettent elles de simuler virtuellement tous les types de problèmes, au prix il est vrai d'une plus grande complexité. La complémentarité entre les méthodes permet des analyses plus fines.
Dans un deuxième temps, les méthodes de détection de l'apparition d'instabilité en cours d'usinage sont exposées plus en détail.

Chapitre 2

Les vibrations autoexcitées en usinage

2.1 Introduction

Bien que certains mécanismes conduisant au broutage se retrouvent dans de nombreux phénomènes courants, son origine est longtemps restée incompréhensible [6]. Au début du siècle, Taylor décrivait le broutage comme «le plus obscur et le plus délicat de tous les problèmes de l'opérateur». De nombreuses études ont été menées pour comprendre et combattre ses effets néfastes.

D'un point de vue purement mécanique, deux explications principales ont été développées dans les années soixante pour expliquer l'apparition du broutage [7] : le broutage régénératif et le couplage modal. La théorie de la régénération se base sur le constat que de nombreuses opérations d'usinage voient repasser l'outil dans une trace qu'il a précédemment réalisée. Le couplage modal est une théorie permettant d'expliquer l'apparition de broutage, même en l'absence de régénération. La plupart des auteurs semblent s'accorder sur le fait que l'aspect régénératif est le facteur critique pour l'apparition du broutage, c'est donc tout naturellement ce type d'instabilité qui est à la base de la plupart des méthodes de prédiction. Néanmoins, d'autres sources d'instabilité dynamique ont été proposées : la friction entre le copeau et la face de coupe de l'outil [8], la rupture périodique du copeau, la variation périodique de l'angle de dépouille ou les effets du couplage thermomécanique [9] en sont des exemples.

2.2 Broutage régénératif

Cette théorie a été développée par Tobias et Fishwich en 1958 [10]. L'idée de base est de considérer que pour toute opération d'usinage, l'outil repasse dans la trace qu'il a laissée une période de temps T avant (cf. figure 2.1). Le délai est la période de rotation en tournage et la période de passage de dents en fraisage. L'épaisseur du copeau subira donc une variation périodique due au délai dans le système, ce qui entraînera également une variation dans la force d'excitation.

Le cas le plus favorable est celui où l'outil repasse exactement dans la trace qu'il a laissée au tour précédent. Ceci n'est vrai que si la fréquence de vibration de l'outil et la fréquence de rotation sont dans un rapport entier. Dans le cas contraire, on aura un déphasage ϵ tel que :

$$\frac{f}{n} = N + \frac{\epsilon}{2\pi} \tag{2.1}$$

N étant la partie entière de la fraction.
Cette relation est à la base de plusieurs méthodes de prédiction et de contrôle du broutage.

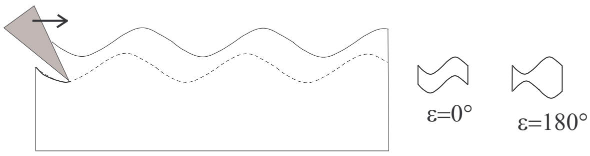

FIG. 2.1 – Broutage régénératif

2.3 Couplage modal

Cette théorie développée par Tlusty et Poalcek a été publiée en 1963 [11]. Le procédé est modélisé avec un outil possédant deux degrés de liberté dans des directions orthogonales. Le procédé de coupe produit des efforts qui vont exciter l'outil. Celui-ci prendra un mouvement sinusoïdal dans les directions des deux modes. Si les fréquences propres sont identiques ou suffisamment proches, le mouvement résultant sera elliptique (cf. fig 2.2).

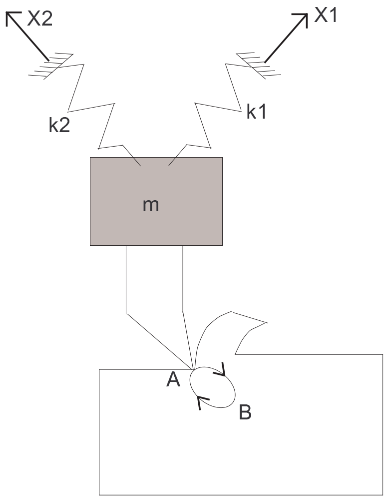

FIG. 2.2 – Mouvement elliptique de l'outil, couplage modal

On peut réaliser l'étude énergétique du système en considérant la différence entre l'énergie apportée au système par les forces de coupe et l'énergie dissipée par amortissement. On peut donc en déduire une limite au-dessus de laquelle l'apport d'énergie n'est pas entièrement dissipé par amortissement, ce qui a pour effet de rendre le système instable (la démonstration rigoureuse est reprise en annexe B.2).

Intuitivement, on peut prévoir ce type de résultat. Si le sens de parcours est horlogique, l'épaisseur du copeau (donc l'effort de coupe) sera plus grand lors du trajet aller que lors du trajet retour. Sur chacun des cycles, le système apportera de l'énergie à l'outil ce qui entretiendra une vibration. Si l'amortissement est trop faible, la vibration sera croissante, le système sera instable.

2.4 Voies d'études pour limiter les effets du broutage

Trois grands domaines de recherche ont été développés pour combattre le broutage et optimiser les procédés d'usinage. Le premier domaine est la prédiction des conditions de coupe idéales par voie de simulation. Ce point sera développé plus en détail par la suite. Viennent ensuite les méthodes de détection de l'apparition d'instabilité lors de l'usinage. La détection des instabilités se base sur l'acquisition d'un signal lié à l'usinage (efforts de coupe, accélérations, signal sonore,...) et à son traitement en vue de différencier les cas stables et instables. Enfin, le contrôle des vibrations pour une condition déterminée peut être réalisé soit par l'emploi d'amortissement actif soit en particularisant l'outil utilisé à l'opération à réaliser.

2.4.1 Méthodes de prédiction du broutage

De nombreuses études ont été menées pour simuler l'apparition de vibrations autoexcitées. Quatre grandes familles de méthodes existent : les méthodes analytiques (linéarisation), l'étude des propriétés des équations différentielles régissant les systèmes, l'analyse temporelle et les études par la méthode des éléments finis.

Méthodes analytiques

Les méthodes analytiques consistent à linéariser le système autour d'une position d'équilibre et à rechercher les conditions de stabilité du système. La grande force de ces méthodes réside dans les nombreuses simplifications qu'elles permettent d'introduire. Ceci implique une diminution de la complexité des équations et, par corollaire, une diminution du temps de calcul nécessaire à la résolution du problème. Ce type d'analyse permet d'obtenir facilement des diagrammes déterminant la stabilité du processus de coupe en fonction des paramètres de coupe (vitesse de rotation de la broche et profondeur de passe généralement).

Le désavantage de cette méthode est que, par nature, elle ne peut prendre en compte les non-linéarités propres à chacun des phénomènes (force de coupe en fonction de l'épaisseur du copeau, outils perdant le contact avec la pièce usinée,...). Suivant l'influence de ces non-linéarités, la méthode sera plus ou moins fiable. Le chapitre 3 décrit plus en détail ces méthodes.

Etude des propriétés des équations différentielles

Une voie plus récente d'étude des phénomènes d'instabilité lors de l'usinage est l'étude des équations régissant le comportement de ces systèmes. En toute généralité, ces équations sont de la forme suivante :

$$G(\ddot{q}, \dot{q}, q, t) = F(\ddot{q}, \dot{q}, q, t, \tau) \tag{2.2}$$

G représente la modélisation du système, F les forces de coupe, q sont les paramètres de configuration, τ est le délai qui permet de rendre compte de l'effet régénératif.

Ce type d'équation différentielle appartient à la famille des équations différentielles à délai (*delay differential equations* : DDE). Par l'étude des propriétés générales de ces équations, certains auteurs ([12],[13] ou [14] par exemple) proposent d'étudier la stabilité de l'usinage.

En toute généralité, trois grands types d'états sont observables pour la réponse du système :
- l'état stable, caractérisé par un mouvement harmonique ayant pour fréquence dominante la fréquence de passage des dents ou la fréquence de rotation de la broche ;
- l'état dit de doublement de période : on remarque l'apparition d'une fréquence valant la moitié de la fréquence dominante du cas stable (période propre double) ce qui crée un mouvement résultant semblable à celui observé dans les phénomènes de battement ;
- l'état chaotique, le mouvement est désordonné et perd son aspect déterministe.

Les transitions entre deux types d'états sont appelées bifurcations. Des outils mathématiques existent pour étudier les points où apparaissent ces bifurcations en fonction des divers paramètres du système étudié. Le chapitre 4 résume les apports principaux de cette théorie.

Analyse temporelle

Le procédé de coupe présente plusieurs causes de non-linéarité, dont ne tiennent pas compte les méthodes analytiques. Les deux exemples les plus frappants sont la variation continue de l'épaisseur du copeau lors du fraisage (même en l'absence de vibration, l'épaisseur du copeau varie) et la possibilité de sortie de l'outil de la pièce (dans ce cas, l'effort de coupe devient nul). L'analyse temporelle permet de modéliser de nombreux phénomènes intervenant lors de la coupe. La simulation dynamique du procédé donne des résultats plus précis, mais nécessite un temps de calcul plus important.

C'est ce type d'analyse qui est à la base du simulateur réalisé dans le cadre de cette thèse. La description détaillée de son fonctionnement est exposée dans la deuxième partie de ce document.

Analyses par éléments finis

L'analyse par la méthode des éléments finis des opérations d'usinage peut se baser sur une étude bidimensionnelle pour les phénomènes de coupe orthogonale (en état plan de déformations cf. §9.2.1) ou tridimensionnelle dans un cas général. Ces analyses présentent de nombreuses difficultés pratiques. Les paramètres varient dans des gammes totalement différentes de la pratique courante, notamment les vitesses de déformations qui peuvent être de l'ordre de 10^3 à 10^7 s^{-1} [15].

De nombreux autres phénomènes difficiles à modéliser viennent renforcer la complexité du problème, notamment le fort couplage thermo-mécanique dans la zone de cisaillement primaire, la nécessité de prédire le fractionnement du copeau et la friction entre le copeau et l'outil. La géométrie de l'arête de coupe peut évoluer en cours de calcul en raison du risque de formation d'arête rapportée. A la pointe de l'outil, une génération de chaleur se produit, modifiant les propriétés physique des matériaux (on peut dans certains cas limites assister à des fusions locales de la matière).

Ces phénomènes se produisent dans une région très petite, ce qui impose l'emploi d'éléments de faible taille. A cause des grandes déformations, un remaillage est nécessaire pour éviter d'obtenir des éléments distordus [16].

Au vu de ces quelques considérations, il apparaît que la simulation par éléments finis de l'usinage impose des calculs d'une grande complexité. Le couplage de ces phénomènes avec les vibrations de l'outil va encore alourdir le modèle. Pour ces raisons, il semble qu'actuellement, les modèles développés servent principalement à prédire les efforts de coupe [17] et permettent donc d'éviter la réalisation d'essais expérimentaux.

2.4.2 Méthodes de détection

La détection de l'instabilité en cours d'usinage permet de réagir plus rapidement aux problèmes que pourrait poser le développement de l'instabilité vibratoire (pièce hors tolérance, bris d'outil voire problèmes au niveau des roulements de la broche). Une large gamme de signaux peut servir de base à l'analyse (accélération, efforts de coupe, pression acoustique,...). Plusieurs méthodes ont été développées pour évaluer la stabilité du système en analysant ces signaux ([18],[19],[20],[21]).

Lorsqu'une instabilité est détectée, plusieurs types d'actions peuvent être réalisées allant de l'arrêt de la machine à l'adaptation des paramètres de coupe pour revenir vers une zone stable. En plus de la détection de l'apparition d'une instabilité vibratoire, ces méthodes permettent de surveiller l'usure de l'outil [22] ou de détecter l'éventuelle rupture d'une dent. Ces moyens sont très utiles pour la surveillance des opérations de microfraisage notamment durant lesquelles il est difficile a priori de détecter visuellement le bris d'un outil.

L'aspect pratique de ces méthodes est développé au chapitre 6.

2.4.3 Adaptation des paramètres technologiques

Une troisième voie d'étude s'est développée récemment pour permettre d'optimiser la productivité des opérations d'usinage. Partant du principe que les caractéristiques de la machine sur laquelle l'usinage sera effectué sont fixées, plusieurs auteurs ont tenté de développer des méthodes limitant le phénomène de broutage pour une machine et une opération déterminée. Quatre voies principales sont reprises dans la littérature :

- l'ajout d'éléments actifs permettant l'amortissement du broutage ([23],[24]) ; le contrôleur étant paramétré pour les conditions d'usinage données ;
- la modulation de la vitesse de rotation de la broche pour contrarier l'effet régénératif ([25],[26],[27])
- la conception d'outils utilisant un pas non uniforme entre les dents [28] qui permettent de contrarier l'effet régénératif (voir §3.3.3) ;
- l'adaptation de la longueur de l'outil (donc de son porte-à-faux) pour que la zone de coupe stable se situe à la vitesse de rotation maximale de la broche (cette méthode de «tool tuning» est exposée au §7.2.2).

2.5 Conclusion

Les vibrations autoexcitées produites lors de l'usinage peuvent s'expliquer de manière théorique suivant des développements relativement simples. L'étude pratique de leur réduction est quant à elle plus compliquée. Trois grandes voies peuvent être explorées à savoir la prédiction, la surveillance et le contrôle du procédé. Les méthodes de prédiction sont à la base des travaux réalisés durant cette thèse et seront étudiées plus en détail dans la suite du texte.

Chapitre 3

Les méthodes analytiques

3.1 Introduction

Historiquement, les premières études du phénomène de chatter concernent l'étude du phénomène du tournage en se plaçant dans des conditions simplifiées. Dans ce cas, la résolution analytique des équations est possible, ce qui permet d'obtenir facilement des résultats exploitables. Les méthodes analytiques sont à la base du graphique classique des lobes de stabilité qui déterminent dans un plan profondeur de passe - vitesse de rotation les limites entre les cas stables et instables. La forme des lobes de stabilité se retrouve dans la grande majorité des méthodes développées. Ces méthodes ont été généralisées pour modéliser les opérations de fraisage.

3.2 Méthodes analytiques en tournage

3.2.1 Généralités

Les premières études ont été menées en se plaçant dans les hypothèses les plus simples possibles, permettant une résolution analytique du problème. On se place dans les hypothèses de la coupe orthogonale. L'effort est pris proportionnel à la section du copeau (produit de la largeur de coupe et de l'épaisseur du copeau non déformé), La machine est supposée parfaite, c'est-à-dire sans battement ni faux-rond.

La méthode classique de résolution analytique est largement décrite dans la littérature (voir par exemple [3]). L'étude se base sur l'effet régénératif.

3.2.2 Système à un mode dominant

Le système étudié est le tournage d'un disque d'épaisseur faible (cf. fig 3.1). Dans un premier temps, la dynamique de l'usinage est modélisée par un système classique à un degré de liberté «masse-ressort-amortisseur». Supposons que lors d'une passe précédente, une vibration d'allure sinusoïdale ait été engendrée.

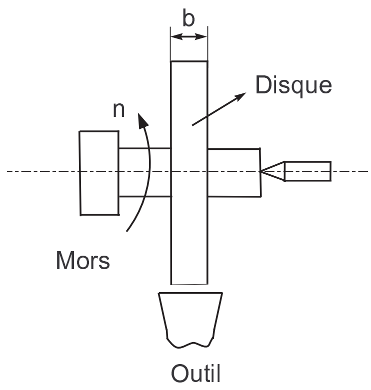

FIG. 3.1 – Exemple de coupe orthogonale

Si n représente la fréquence de rotation et f la fréquence d'apparition du broutage, on peut calculer un «déphasage» ϵ par la formule suivante :

$$N + \frac{\epsilon}{2 \cdot \pi} = \frac{f}{n} \tag{3.1}$$

N est le plus grand entier tel que $0 \leq \epsilon < 2 \cdot \pi$. En d'autres termes, il y aura N ondulations et une fraction $\epsilon/(2 \cdot \pi)$ entre chaque passe. Si $\epsilon = 0$ la variation d'épaisseur de copeau sera nulle et l'effet régénératif sera nul.

L'épaisseur réelle du copeau sera constituée d'une partie constante (la valeur moyenne h_m, à savoir l'avance par tour dans ce cas) et d'une partie variable constituée de la différence entre la vibration à la passe précédente et la vibration à la passe actuelle $(y_0 - y)$.

$$y_0(t) = Y_0 \cdot \sin\ \omega t \qquad\qquad y(t) = Y \cdot \sin\left(\omega t + 2\pi N + \epsilon\right) \tag{3.2}$$

Si nous supposons que la force est proportionnelle à l'épaisseur du copeau ($F = K \cdot b \cdot h$), celle-ci sera également composée d'une partie constante et d'une partie variable. En regroupant l'ensemble de ces équations, nous pouvons obtenir le diagramme présenté en figure 3.2 (G est la fonction de transfert entre force et vibration de la structure) :

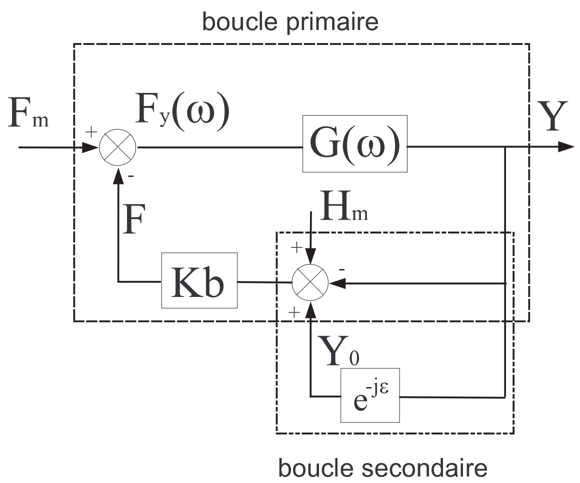

FIG. 3.2 – Schéma-bloc pour l'analyse fréquentielle

Le système mécanique pourra donc être considéré comme un système présentant deux boucles fermées (cf. figure 3.2). La boucle interne est appelée boucle primaire, la boucle externe (contenant le terme de délai) est appelé boucle secondaire. L'étude de la stabilité de ce système permettra de déterminer les conditions de coupe entraînant l'apparition du broutage. En recherchant la limite de stabilité pour ce schéma bloc par le critère de Nyquist, on peut démontrer (cf. annexe B.3) que la limite de stabilité du système est donnée par la relation suivante :

$$1 + \left(1 - e^{-j\xi}\right) \cdot K \cdot b \cdot G(j\omega_c) = 0 \tag{3.3}$$

En développant cette expression, on démontre que le système est instable si la partie réelle de G est négative et si la largeur de passe b est plus grande que $-\frac{1}{2KRe[G(\omega)]}$. La limite de stabilité pour une fréquence donnée est donc :

$$b_{lim} = -\frac{1}{2KRe\left[G(\omega)\right]} \tag{3.4}$$

La présentation classique de ce résultat se fait dans un plan vitesse de rotation/largeur de passe. Pour chaque valeur de la vitesse de rotation, les résultats se placent sur une courbe à concavité positive schématisée à la figure 3.3.

La courbe présente une asymptote verticale qui correspond à la vitesse de rotation pour laquelle $\epsilon = 0$ (on a donc la fréquence de rotation et la fréquence propre dans un rapport entier). Les points situés en dessous de cette courbe correspondent aux cas où le système est stable.

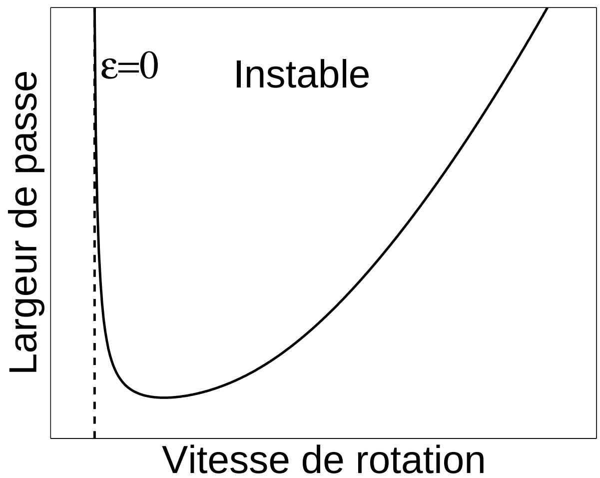

FIG. 3.3 – Forme caractéristique d'un lobe de stabilité

Après dissipation des transitoires, le système oscille à faible amplitude autour d'une position d'équilibre (cf. fig 3.4). Dans les cas instables, l'amplitude du déplacement augmente au cours du temps (cf. fig 3.5) et n'est limitée que par l'apparition de non-linéarité dans le système (lorsque l'outil sort de la matière, l'effort de coupe devient nul, il n'y a donc plus d'excitation sur le système).

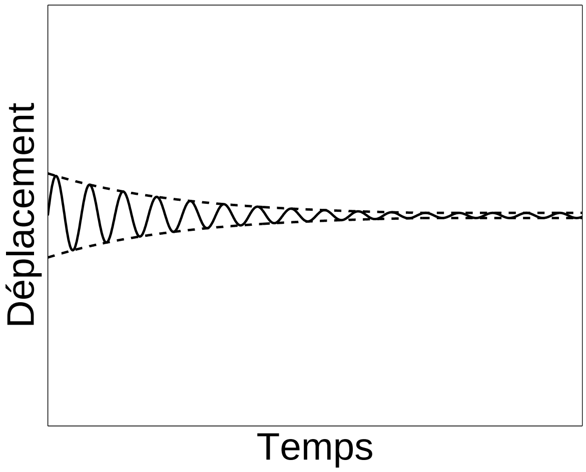

FIG. 3.4 – Evolution schématique du déplacement, cas stable

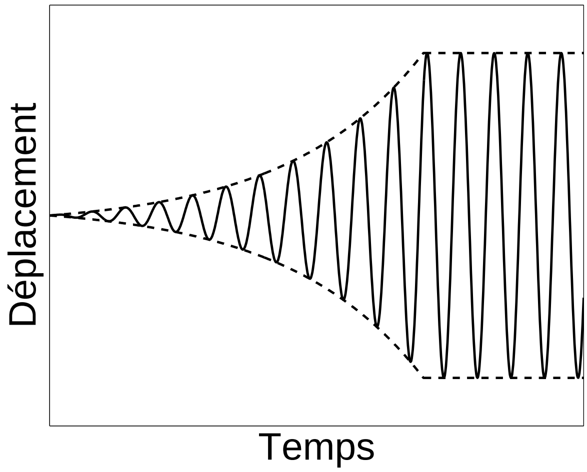

FIG. 3.5 – Evolution schématique du déplacement, cas instable

Pour chacune des valeurs de N, la même forme de lobe se reproduit (on parle de lobe d'ordre N, cf. fig 3.6). Le minimum est identique pour chacun des lobes. Cette valeur est appelée limite de stabilité asymptotique. On peut démontrer (cf. annexe B.3) que cette limite asymptotique vaut :

$$b_{asy} = \frac{2k\xi\,(1+\xi)}{K} \tag{3.5}$$

La limite sera donc d'autant plus élevée que le système est rigide ou amorti et d'autant plus faible que la pression spécifique de coupe sera élevée.
Le plan vitesse de rotation - largeur de passe peut donc être divisé en trois zones distinctes (cf. fig 3.7) :

- une zone pour laquelle l'usinage est stable quelle que soit la vitesse de rotation (en dessous de la limite asymptotique) ;
- une zone de stabilité conditionnelle pour laquelle la largeur de passe limite dépend de la vitesse de rotation ;
- une zone instable.

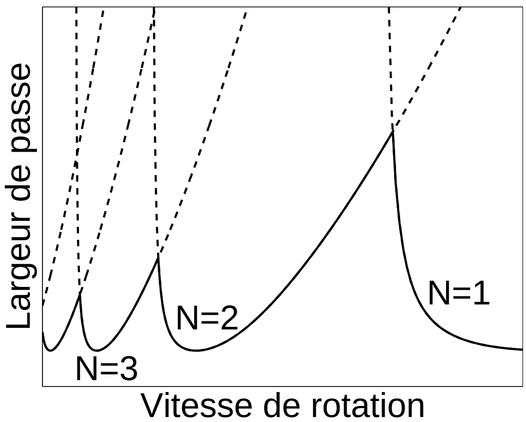

FIG. 3.6 – Assemblage de plusieurs lobes pour former le diagramme de stabilité

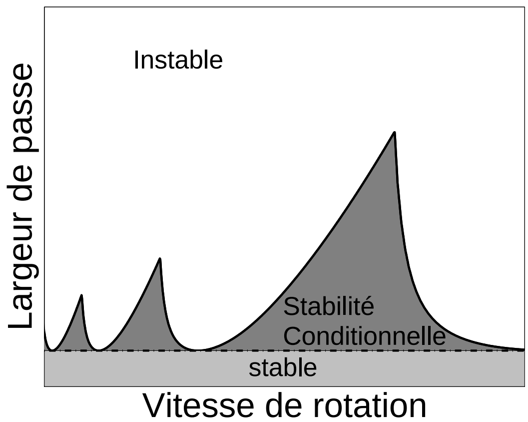

FIG. 3.7 – Les trois zones définies par les lobes de stabilité

3.2.3 Système à plusieurs modes

Lorsque le système présente plusieurs modes dominants, le principe du calcul est identique. On peut remarquer que chacun des modes a sa propre contribution sous forme de lobes de stabilité. En fonction de la fréquence considérée, le mode limitant la stabilité changera. Si les modes sont suffisamment éloignés les uns des autres, le diagramme de stabilité est la superposition des diagrammes de stabilité résultant de l'analyse des N systèmes à un degré de liberté (cf. fig 3.8). Il est toutefois possible d'estimer de quel mode propre le premier pôle instable du système provient en réalisant une analyse par lieux de pôles [29].

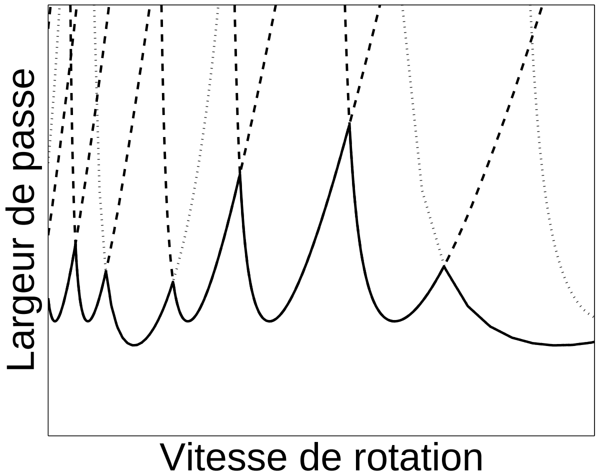

FIG. 3.8 – Lobes de stabilité dans le cas d'un système à deux modes dominants

3.3 Méthodes analytiques en fraisage

3.3.1 Généralités

Le concept développé au chapitre précédent a été adapté pour se rapprocher du cas du fraisage. Les deux hypothèses principales à lever sont la prise en compte de la variation de la direction des efforts de coupe au cours du temps et la variation de l'épaisseur du copeau (donc de la norme de l'effort) même en l'absence de vibration. Il faut également tenir compte de la variation du nombre de dents en prise en cours de procédé.

Une méthode analytique a été mise au point par Altintas et Bubak (cf. ref [30] et [31]). Elle présente une philosophie de démonstration analogue à celle de l'analyse du tournage, mais avec des calculs plus complexes. Le principe de la méthode est exposé dans ce chapitre (la démonstration complète est fournie en annexe B.4). Deux variantes de l'analyse permettant la prise en compte d'un outil à pas non constant et l'analyse de la coupe intermittente sont ensuite détaillées.

3.3.2 Modélisation

Pour cette étude, la fraise possède deux degrés de liberté (cf. fig 3.9) : l'un dans la direction d'avance (x), l'autre dans la direction perpendiculaire (y). La rigidité dans la direction axiale est supposée être infinie, ce qui est une bonne approximation en pratique. La fraise possède N dents, a un angle d'hélice nul et tourne à vitesse angulaire Ω (rad/s).

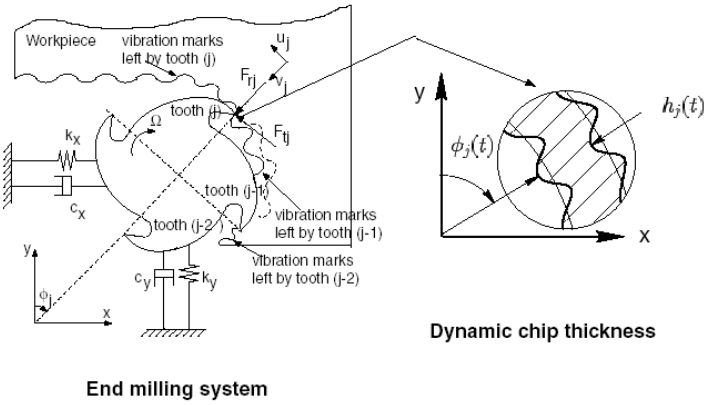

FIG. 3.9 – Modélisation du fraisage (selon [31])

Si ϕ_j représente l'angle de rotation de la fraise (compté dans le sens trigonométrique inverse à partir de l'axe y), la coordonnée radiale d'un point s'obtient par le changement de variables suivant : $v_j = -x \cdot \sin\phi_j - y \cdot \cos\phi_j$. L'épaisseur du copeau est constituée d'une partie fixe et d'une partie dépendante de la vibration :

$$h(\phi_j) = [s_t \cdot \sin\phi_j + (v_{j,0} - v_j)] \cdot g(\phi_j) \tag{3.6}$$

s_t représente l'avance par dent et $g(\phi)$ est une fonction échelon valant 1 si la dent est en prise et 0 sinon

$$\begin{cases} g(\phi_j) = 1 \Leftrightarrow \phi_{st} \leq \phi_j \leq \phi_{ex} \\ g(\phi_j) = 0 \Leftrightarrow \phi_j < \phi_{st} \; ou \; \phi_j > \phi_{ex} \end{cases} \tag{3.7}$$

ϕ_{st} et ϕ_{ex} représentent les angles d'entrée et de sortie des dents.

L'analyse cinématique conduit à l'obtention d'une relation matricielle entre les efforts et les déplacements :

$$\begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \overbrace{\begin{bmatrix} a_{xx}(t) & a_{xy}(t) \\ a_{yx}(t) & a_{yy}(t) \end{bmatrix}}^{[A(t)]} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta x(t) \\ \Delta y(t) \end{Bmatrix} \tag{3.8}$$

a représente la profondeur de passe, K_t la pression spécifique de coupe. Les coefficients $a_{xx}, ...$ dépendent de la géométrie et varient de manière périodique pour refléter la rotation de la fraise autour de son axe.

Cette méthode permet, tout comme pour le tournage, d'obtenir des lobes de stabilité dans un plan (vitesse de rotation, profondeur de passe). Les auteurs ont démontré (voir en annexe B.4 la démonstration complète de la méthode) qu'on pouvait obtenir une solution analytique permettant de retrouver les lobes de stabilité.
L'analyse se base sur la décomposition de la matrice $[A(t)]$ en série de Fourier :

$$[A(t)] = \sum_{k=-\infty}^{\infty} [A_k]\, e^{ik\omega t} \qquad\qquad [A_k] = \frac{1}{T}\int_0^T [A(t)]\, e^{-ik\omega t} dt \tag{3.9}$$

En limitant l'analyse à la seule prise en compte de la matrice $[A_0]$ formée des termes d'ordre zéro de leur transformée de Fourier (c'est-à-dire leur composante continue), on obtient la relation suivante :

$$\{F(t)\} \approx \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t\, [A_0] \cdot \{\Delta(t)\} \tag{3.10}$$

En utilisant la matrice des fonctions de transfert $[\Phi]$ liant efforts et déplacements et en développant, on obtient finalement la relation suivante :

$$\{F\}\, e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2} a K_t \left[1 - e^{-i\omega_c t}\right] [A_0]\, [\Phi(i\omega_c)]\, \{F\}\, e^{i\omega_c t} \tag{3.11}$$

Cette relation est analogue à la relation 3.3 obtenue dans le cas du tournage. Par une méthode de résolution identique, on obtient donc la profondeur de passe limite pour chaque vitesse de rotation. L'allure des lobes de stabilité obtenus (cf. fig 3.10 pour un exemple de surfaçage d'un bloc issu de la référence [31]) est analogue à ce qui a été présenté pour le tournage (lobes d'ordre N, limite asymptotique de stabilité,...)

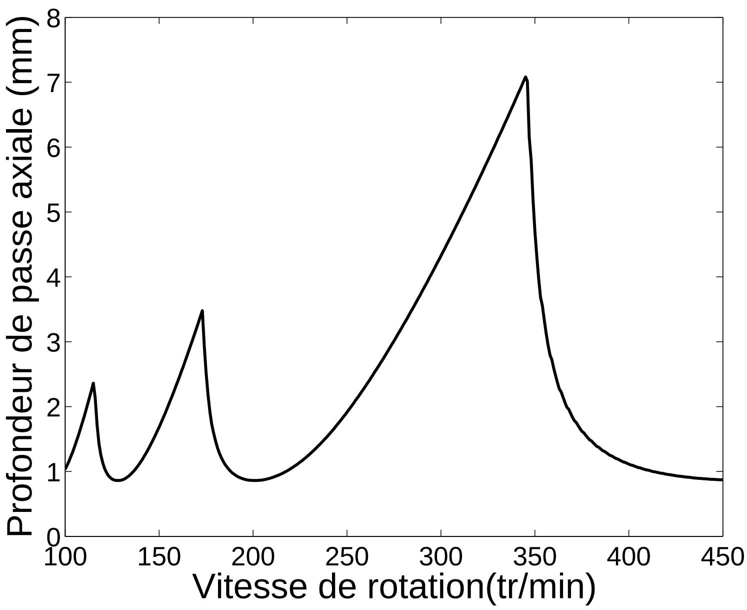

FIG. 3.10 – Lobes de stabilité pour le surfaçage d'un bloc

3.3.3 Prise en compte d'un pas non constant entre les dents

Afin de réduire l'impact de l'effet régénératif, certains fabricants d'outils ont conçu des fraises présentant un pas angulaire différent entre les différentes dents. Le même type d'analyse peut être effectuée sur ce type d'outil. Les équations de base à résoudre sont presque identiques à celles présentées au chapitre précédent, mais la méthode de résolution doit être adaptée (la référence [32] détaille la résolution dans ce cas). Ce type de simulation permet d'optimiser un outil pour une opération déterminée. Il est à noter que l'effet n'est bénéfique que pour une partie du domaine considéré (cf. fig 3.11 pour un exemple issu de la référence [28]).

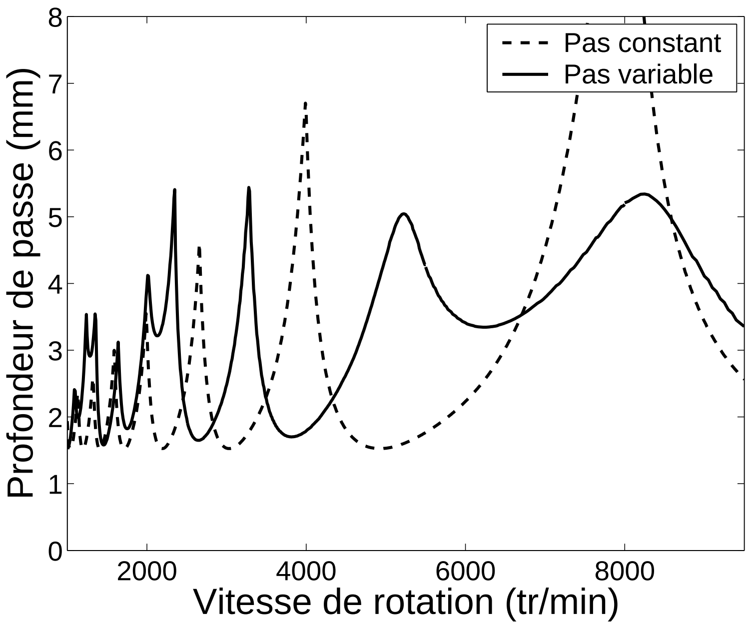

FIG. 3.11 – Comparaison des lobes obtenus avec un outil à pas constant et à pas variable

3.3.4 Analyse multifréquentielle

Le fait de limiter l'analyse à la composante continue de la matrice des a_{ij} dans l'équation 3.8 tend naturellement à donner des résultats plus réalistes dans les cas où la coupe est relativement continue (profondeur de passe radiale importante, grand nombre de dents).

Les résultats peuvent donc diverger avec la réalité dans les cas où la coupe est discontinue (typiquement en finition). Dans ce cas, il est nécessaire de prendre d'autres termes du développement de Fourier pour obtenir une précision satisfaisante. Cette démarche conduit à l'apparition d'une nouvelle forme de lobes de stabilité (la référence [33] développe la résolution et l'exploitation de ce type de modèle). Ces lobes modifient de manière notable l'interprétation qui serait faite sur base uniquement de la composante continue. Ils pourront être décrits plus en détail grâce à l'analyse de la stabilité des équations différentielles décrivant le fraisage (cf. chapitre 4).

3.4 Conclusion

De nombreuses méthodes analytiques ont été développées pour prédéterminer les zones favorables à un usinage exempt de vibrations autoexcitées. Les méthodes développées pour le tournage et le fraisage ont été présentées. En fraisage, lors des opérations de finition, un deuxième type d'instabilité peut apparaître. Ceci aura son importance dans la pratique et devra être pris en compte. L'étude des équations différentielles présentée dans le chapitre suivant permettra de mieux saisir le phénomène.

Chapitre 4

L'analyse des équations différentielles

4.1 Introduction

L'étude générale des équations différentielles permet de déterminer les instabilités pouvant apparaître pour un système donné et les transitions entre états stables et instables. Ce domaine de recherche a été fructueux pour obtenir les conditions de stabilité de l'usinage et permet une étude plus fine du comportement du système lorsqu'une instabilité apparaît. Ce chapitre détaille les principales conclusions de ces méthodes et leur application au cas du fraisage.

4.2 Généralités

Nous présentons ici le cas des équations différentielles ordinaires linéaires à coefficients périodiques. La théorie peut être généralisée pour les équations différentielles à délai.
Le système d'équations peut être réduit à la relation matricielle suivante :

$$\dot{y}(t) = A(t)\, y(t), \qquad\qquad A(t) = A(t+T) \tag{4.1}$$

La solution du système pour les conditions initiales $y(0) \equiv y_0$ est donnée par la relation $y(t) = \Phi(t)\, y_0$.
Floquet a démontré [34] qu'on pouvait écrire la matrice Φ sous la forme suivante :

$$\Phi(t) = P(t)\, exp(Bt) \tag{4.2}$$

La matrice P a des coefficients périodiques ($P(t) = P(t+T)$) et une valeur initiale telle que $P(0) = I$. B est une matrice constante.
La matrice $\Phi(T)$ est appelée *matrice de transition du système*. On nomme *multiplicateurs caractéristiques* (μ) les valeurs propres de la matrice de transition, obtenues par la relation :

$$det(\mu I - \Phi(T)) = 0 \tag{4.3}$$

De même, on nomme *exposants caractéristiques* (λ) les valeurs propres de la matrice B données par :

$$det(\lambda I - B) = 0 \tag{4.4}$$

La stabilité du système peut être évaluée par l'analyse de la norme des multiplicateurs caractéristiques ([14],[35]). Le théorème de Floquet indique en effet que l'équation 4.1 possède au moins une solution du type :

$$y(t) = \mu \cdot y(t + T) \tag{4.5}$$

Lorsque la norme de μ est inférieure à 1, le système est stable. Dans le cas contraire, le système est instable. A la limite de stabilité, $\mu = e^{j\lambda T}$ et trois cas de figure sont envisageables (cf. figure 4.1) :

- Si μ est complexe, une paire de pôles conjugués traverse la limite $|\mu| = 1$. On parle alors de bifurcation de Hopf.
- Si μ vaut 1, la bifurcation est de type «selle de cheval» (saddle node bifurcation).
- Si μ vaut -1, on observe une bifurcation de type «doublement de période» (flip bifurcation).

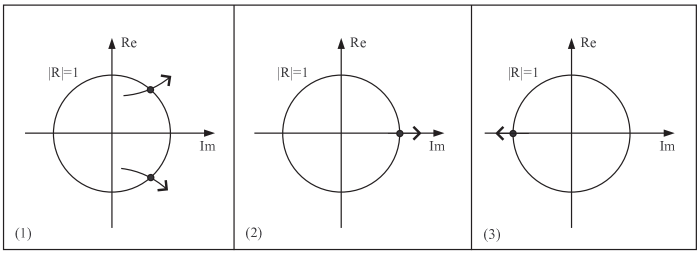

FIG. 4.1 – Franchissement de la limite de stabilité par les multiplicateurs caractéristiques : 1) bifurcation de Hopf, 2) bifurcation «selle de cheval», 3) bifurcation «flip»

La dynamique des phénomènes et le contenu fréquentiel des signaux seront différents suivant le type de bifurcation.

4.3 Particularisation au cas du fraisage

De manière globale, le fraisage peut être décrit par un système d'équations dynamique périodiques présentant un délai. La théorie de Floquet (cf. section 4.2) peut être généralisée à ce type d'équations. Plusieurs auteurs ont étudié ces équations ([13],[14] par exemple). Insperger a démontré que dans le cas du fraisage, seuls deux types de bifurcations étaient observables : la bifurcation de Hopf et la bifurcation flip. Ses travaux ont également permis de déterminer le contenu fréquentiel des signaux (déplacement, vitesse et accélération). Pour tous les cas, on retrouve la fréquence propre dominante du système, la fréquence de passage de dent et ses harmoniques. Lors de l'apparition d'une instabilité, un contenu supplémentaire lié à la bifurcation apparaît. L'instabilité associée à la bifurcation de Hopf produit les lobes de stabilité obtenus par les méthodes analytiques [36]. On peut montrer que les fréquences associées à la bifurcation de Hopf sont données par :

$$\omega = \pm\omega_c \pm \frac{2k\pi}{T} \; k \in \mathbb{Z} \tag{4.6}$$

ω_c est la fréquence dominante de broutage, T est la période de passage des dents.

Lorsque l'instabilité est liée à la bifurcation de type «doublement de période» (Flip bifurcation), les fréquences dominant le signal sont données par :

$$\omega = \frac{\pi}{T} + \frac{2k\pi}{T} \; k \in \mathbb{Z} \tag{4.7}$$

La forme des lobes de stabilité est différente selon que l'instabilité est due à la bifurcation de Hopf ou à la bifurcation flip (cf. figure 4.2). Plusieurs méthodes existent pour prévoir les limites de stabilité d'un système dynamique. Dans un article [37], Insperger obtient les lobes de stabilité pour un cas de fraisage avec une faible profondeur de passe radiale en employant une méthode appelée *semi-discrétisation*. La présence de plusieurs fréquences de chatter lors de l'instabilité en fraisage a été confirmée expérimentalement [38].

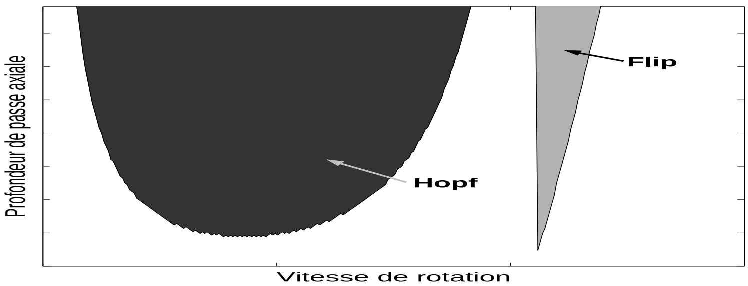

FIG. 4.2 – Forme schématique des lobes de stabilité associés aux deux types d'instabilité

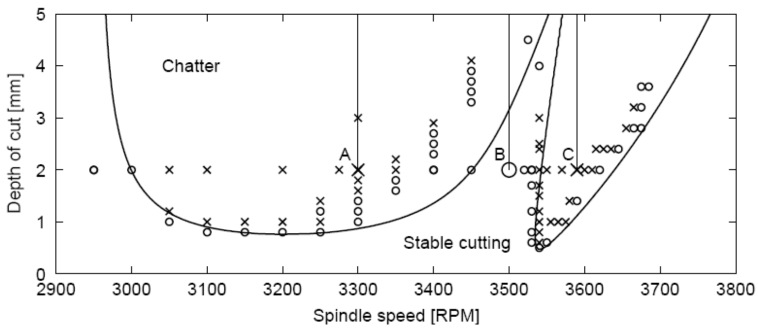

FIG. 4.3 – Lobes de stabilités donnés par la méthode de semi-discrétisation [37]

En analysant les trois cas possibles (cas stable, bifurcation de Hopf et bifurcation «flip»), on peut remarquer des évolutions différentes pour le système (cf. figure 4.4). Dans des conditions stables, le signal est dominé par la fréquence de passage de dent, le mouvement est périodique. Lors de l'apparition d'instabilité de type «flip», on observe un doublement de période. Un deuxième signal ayant une fréquence égale à la moitié de la fréquence de passage de dent se superpose au signal original. Lors de l'apparition d'instabilité liée à la bifurcation de Hopf, le système présente un comportement chaotique.

Il est possible d'observer l'évolution du déplacement échantillonné une fois par tour (cf. figure 4.4). Si le système est stable, l'ensemble des points sera sur une droite et l'amplitude du mouvement sera faible. Dans le cas d'instabilité de type «flip», l'échantillonnage permettra de suivre l'enveloppe du signal, ayant une variation plus ou moins importante (on peut faire l'analogie avec le phénomène de battement). Dans le cas de la bifurcation de Hopf, les points échantillonnés sont dispersés sur le graphique.

Un autre outil classiquement rencontré dans la littérature est la section de Poincaré (cf [39] et figure 4.4). Ce diagramme consiste à afficher le déplacement au temps t en fonction du déplacement à la période de rotation précédente. Pour le cas stable, les points se concentrent au centre du graphique. Pour la bifurcation «flip», les points se dispersent sur deux courbes distinctes dans deux quadrants opposés. Dans le cas de la bifurcation de Hopf, les points se dispersent dans un cercle centré sur l'origine. Ces trois cas de figure sont envisageables suivant la position sur la figure 4.3.

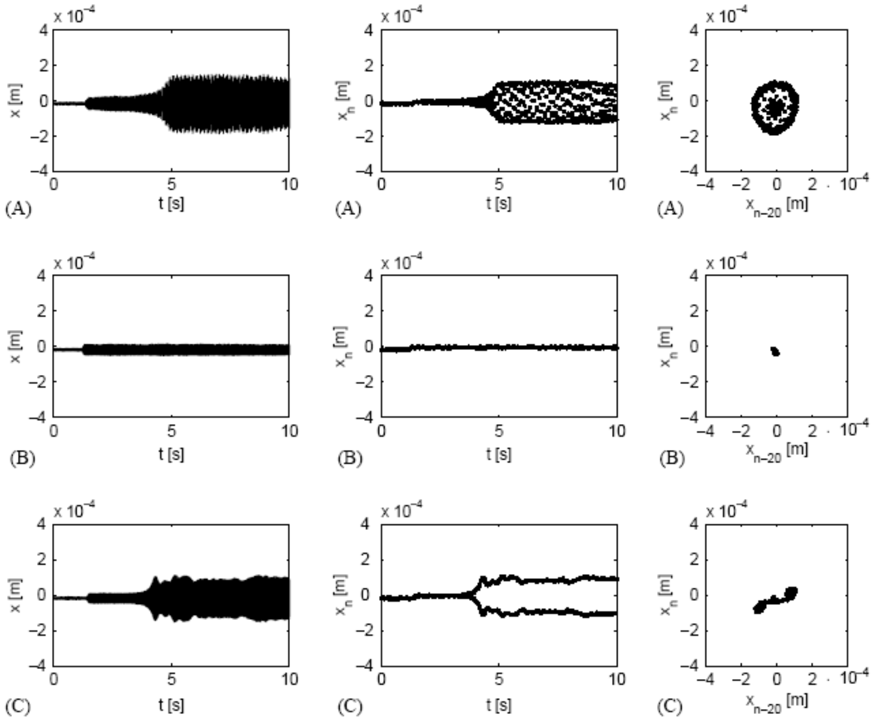

FIG. 4.4 – Evolution temporelle, échantillonnage une fois par tour et sections de Poincaré pour trois types de simulations : A) lobe lié à la bifurcation de Hopf , B) cas stable, C) lobes correspondant à la bifurcation «flip» [37]

Ces éléments ont été confirmés lors de la validation du logiciel de simulation du fraisage réalisé dans le cadre de cette thèse (cf. §12.8).

4.4 Conclusion

Un deuxième type de lobe de stabilité peut apparaître lorsque l'usinage est intermittent. L'étude des équations différentielles décrivant le fraisage permet de retrouver ces nouveaux lobes et de déterminer leur contenu fréquentiel. Ces résultats pourront être vérifiés par la suite.

Chapitre 5

Simulation dynamique des procédés d'usinage

5.1 Introduction

La simulation dynamique est la troisième voie d'étude du broutage considérée pour ce travail. Nous présenterons brièvement la simulation du tournage et du fraisage. Le développement d'un simulateur complet de fraisage sera ensuite présenté plus en détail dans la deuxième partie de ce document.

5.2 Simulation dynamique du tournage

L'analyse dynamique la plus simple se rapporte au cas de la coupe orthogonale exposée au point 3.2. Cette méthode est décrite dans la référence [3]. La flexibilité de l'outil (ou plutôt de l'ensemble machine - broche - porte-outil - outil) est modélisée par deux systèmes «masse-ressort-amortisseur» agissant dans deux directions orthogonales notées X1 et X2 (figure 5.1). La normale à la surface usinée est appelée Z.

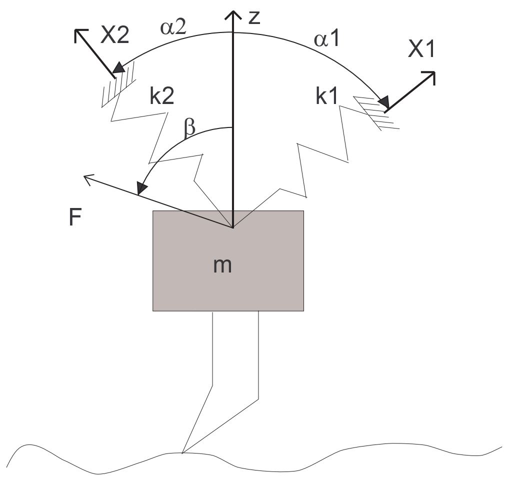

Fig. 5.1 – Modélisation simplifiée du tournage pour l'étude dynamique

Le principe de la simulation est de diviser le temps en incréments dt et d'intégrer les équations du mouvement sur chacun de ces incréments. Soit i le nombre d'incréments de temps nécessaire à une rotation complète de la pièce ($T_{rot} = i \cdot dt$ si T_{rot} est la période de rotation de la pièce) ; l'épaisseur du copeau vaut l'épaisseur moyenne (avance radiale par tour) plus une partie variable donnée par la différence entre les vibrations entre deux passes précédentes :

$$h_n = h_{av} + (z_{n-i} - z_n) \tag{5.1}$$

Lorsque la vibration croît, il faut tenir compte de l'ensemble des passes précédentes pour déterminer la trace laissée sur la pièce (il reste la trace de la vibration ayant été le plus profondément dans la pièce). Nous déterminerons donc l'épaisseur instantanée du copeau par :

$$h_n = z_{min} - z_n \tag{5.2}$$

$$z_{min} = min\left(z_{n-i} + h_{av}, z_{n-2\cdot i} + 2 \cdot h_{av}, z_{n-3\cdot i} + 3 \cdot h_{av}, ...\right) \tag{5.3}$$

La force de coupe est prise proportionnelle à l'épaisseur du copeau, et est toujours positive :

$$\left\{ \begin{array}{ll} F_n = C \cdot b \cdot h_n & h_n > 0 \\ F_n = 0 & h_n \leq 0 \end{array} \right. \tag{5.4}$$

La force de coupe va exciter l'outil dans les deux directions x1 et x2 par ses composantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_1 = F \cdot \cos\left(\beta - \alpha_1\right) \\ F_2 = F \cdot \cos\left[\pi - \left(\beta - \alpha_2\right)\right] \end{array} \right. \tag{5.5}$$

Le système dynamique mis en équation est de la forme :

$$F_j = m \cdot \ddot{x}_j + c_j \cdot \dot{x}_j + k_j \cdot x_j \quad j = 1, 2 \tag{5.6}$$

Le mouvement z est lui obtenu par projection orthogonale :

$$z = x_1 \cdot \cos\alpha_1 - x_2 \cdot \cos\alpha_2 \tag{5.7}$$

La résolution du problème s'effectue en intégrant numériquement le mouvement pour chaque pas de temps. L'accélération $\ddot{x}_n$ est obtenue en résolvant l'équation 5.6. Le déplacement $x_{j,n+1}$ est ensuite obtenu par intégration numérique (cf §10.2.1).

Nous avons simulé le cas de l'usinage en plongée d'un disque de faible épaisseur (cf. figure 3.1). La dynamique du système selon Z est modélisée par un système à un degré de liberté (fréquence propre : 100 Hz, degré d'amortissement réduit 5 %). La broche tourne à une vitesse de 2880 tr/min, l'avance (radiale) par tour est de 0,15 mm. Le coefficient de coupe K est pris égal à 2000 MPa (cet exemple est issu de la référence [3]).
Pour une largeur de passe de 1 mm, le système est stable. Après dissipation des transitoires, l'outil prend une position d'équilibre (cf. figure 5.2). L'effort de coupe prend également une valeur constante après quelques oscillations (cf. figure 5.3).

Si la largeur de passe est de 3 mm, le système est instable. L'amplitude des vibrations augmente jusqu'à ce que l'outil sorte de la matière (cf. figure 5.4). A ce moment, l'effort de coupe devient nul (cf. relation 5.4 et figure 5.4). Cette non-linéarité crée un phénomène de saturation dans le système. On remarque que la valeur maximale de l'effort est nettement plus importante que dans le cas stable.

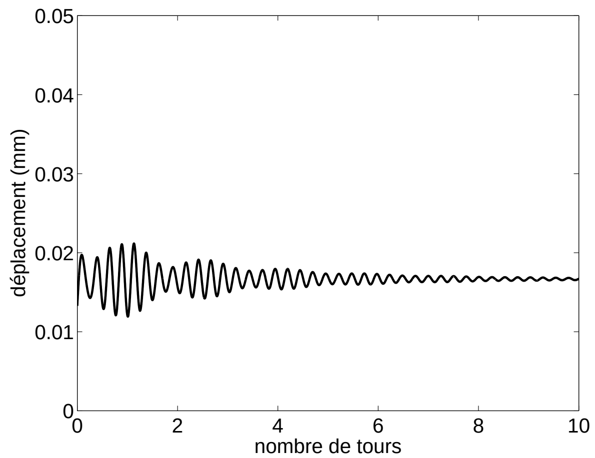

FIG. 5.2 – Evolution du déplacement, cas stable

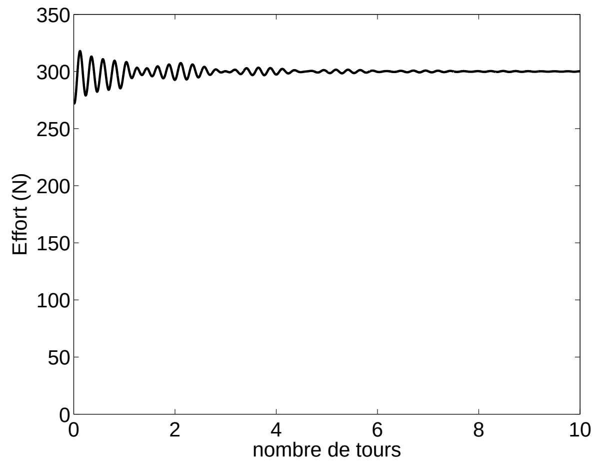

FIG. 5.3 – Evolution de l'effort, cas stable

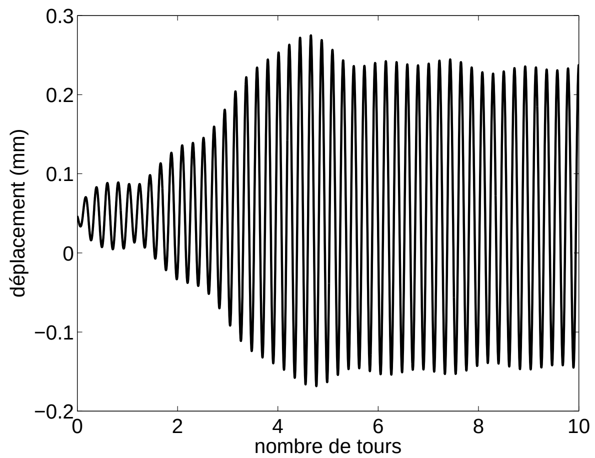

FIG. 5.4 – Evolution du déplacement, cas instable

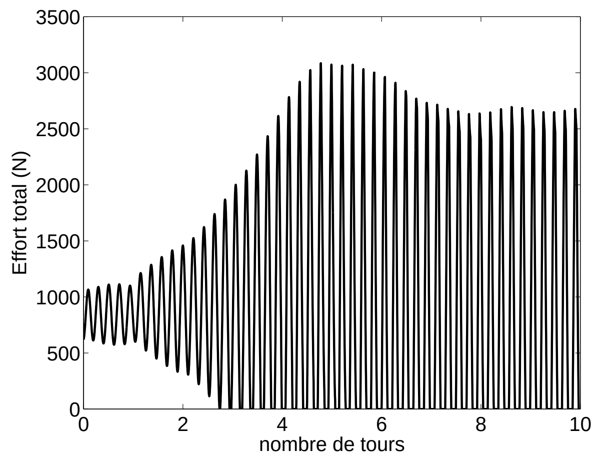

FIG. 5.5 – Evolution de l'effort, cas instable

Cet exemple montre que la simulation dynamique permet non seulement de prédire le caractère stable ou instable du système, mais donne aussi de précieux renseignements sur l'évolution temporelle des paramètres du système (efforts, déplacements,...). Ces éléments peuvent être utilisés pour d'autres types d'analyses (prédiction de l'usure des outils par exemple).

5.3 Simulation dynamique du fraisage

Pour le fraisage, la nécessité d'employer une méthode de simulation dynamique semble assez évidente. Le problème majeur des méthodes linéarisées est qu'elles négligent certains facteurs inhérents au procédé. Parmi les non-linéarités du fraisage, citons notamment la variation de l'épaisseur du copeau en cours d'usinage et l'entrée et la sortie périodique de la matière rendant l'effort nul pour une certaine durée. De plus, l'effort de coupe tourne avec la rotation de la fraise, ce qui a pour conséquence d'ajouter une variation supplémentaire.

Il a été constaté que lorsque la coupe devient interrompue (c'est-à-dire quand la profondeur de passe radiale diminue), ces non-linéarités ont une influence prépondérante sur la stabilité du système.

La simulation dynamique permet d'obtenir l'évolution temporelle de nombreux éléments (déplacement, vitesse, accélération, épaisseur locale du copeau, efforts,...), et permet également de reconstruire la surface usinée. Le temps de calcul d'une seule condition de coupe prendra, avec cette méthode, beaucoup plus de temps que le calcul complet d'un diagramme de stabilité avec la méthode linéaire. Elle permet néanmoins d'obtenir plus d'informations (état de surface final de la pièce par exemple).

Le procédé de fraisage étant par nature plus complexe à modéliser, la description détaillée du simulateur réalisé dans le cadre de cette thèse nécessite un développement plus approfondi. Cette étude sera présentée dans la deuxième partie de ce document.

5.4 Conclusion

La simulation dynamique des procédés d'usinage permet d'obtenir des informations supplémentaires par rapport à une simple analyse linéaire. L'évolution temporelle des paramètres du système et la surface obtenue après usinage en sont deux exemples. Toutefois, la plus grande finesse de la modélisation implique un temps de calcul plus élevé et la nécessité de connaître un plus grand nombre de paramètres.

Chapitre 6

Méthodes de détection de l'apparition d'instabilités vibratoires

6.1 Introduction

Les méthodes de détection de l'apparition du broutage sont complémentaires aux méthodes de prédiction exposées précédemment. Elles permettent de déterminer de manière automatique le comportement stable ou instable de l'usinage. Ces méthodes peuvent être mises en pratique sur le terrain pour la surveillance en temps réel des opérations d'usinage. Elles peuvent également servir de base au contrôle du procédé en adaptant les paramètres de coupe à partir des mesures effectuées. La surveillance du procédé d'usinage (détection du broutage, de l'usure ou du bris de l'outil) prend une importance capitale pour les procédés de micro-usinage pour lesquels l'examen visuel n'est généralement pas suffisant pour détecter les problèmes.

Les méthodes de surveillance nécessitent généralement la mesure d'un plus faible nombre de paramètres pour leur mise en oeuvre que les méthodes de simulation. Ces méthodes sont utilisées par des logiciels commerciaux tels Harmonizer [40] ou Accordmill [41].

6.2 Capteurs utilisés

Plusieurs types de capteurs peuvent être mis en oeuvre pour la surveillance de l'usinage. En fonction des conditions opératoires, chaque type peut donner des informations complémentaires pour affiner la détection.

6.2.1 Capteurs de force

Les efforts de coupe peuvent être directement mesurés au moyen de capteurs de type piézoélectriques (une description plus détaillée est fournie au paragraphe 9.5.1). L'analyse de l'évolution des efforts, tant du point de vue de l'amplitude que du contenu fréquentiel, permet d'obtenir des informations pertinentes pour la surveillance et le contrôle de l'usinage.

FIG. 6.1 – Dynamomètre rotatif (Doc. Kistler)

FIG. 6.2 – Dynamomètre fixe (Doc. Kistler)

Cette famille de capteurs souffre néanmoins d'un ensemble de limitations :
- lors de l'usinage de matériaux tendres, les efforts de coupe peuvent avoir une intensité trop faible pour obtenir des signaux exploitables ;
- lors d'opérations présentant une faible profondeur de passe radiale (typiquement en finition), le temps passé en coupe est faible et peut être insuffisant pour une détection correcte ;
- la bande passante de ces capteurs est limitée (généralement de l'ordre du kilohertz), ce qui les rend peu adaptés aux opérations d'usinage à grande vitesse ;
- l'emploi de dynamomètre rotatif (cellule de mesure servant de porte-outil) accroît le porte-à-faux et la masse ce qui perturbe la dynamique des phénomènes

6.2.2 Accéléromètres

L'accéléromètre est un capteur largement utilisé pour la mesure de vibrations. Sa localisation sur des parties fixes des structures est aisée, mais elle doit être choisie de manière correcte pour éviter de se trouver sur un noeud de vibration où l'amplitude du signal serait faible. Les accéléromètres sont difficilement utilisables sur les parties tournantes de la machine.

FIG. 6.3 – Accéléromètre (Doc. Kistler)

6.2.3 Microphones

Smith [18] a montré que les émissions acoustiques lors de l'usinage étaient le reflet des vibrations de l'outil. Il est donc possible de se servir d'un microphone pour la surveillance de l'usinage. La mise en oeuvre est relativement simple en pratique car elle ne nécessite pas de modification de la pièce ou la machine (mesure sans contact). Toutefois l'ambiance sonore doit rester plus ou moins constante pour garantir des résultats fiables (la détection s'opère généralement de manière relative par rapport à l'ambiance sonore). De plus, la localisation du micro doit être soigneusement choisie pour minimiser l'impact des effets parasites (distorsion, réflexions,...).

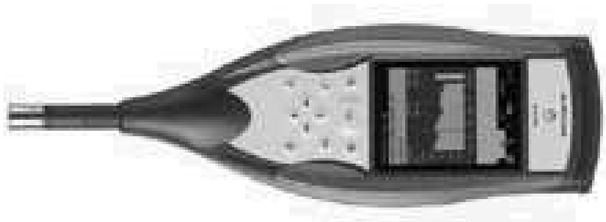

FIG. 6.4 – Microphone (Doc. Bruel & Kjaer)

6.2.4 Autres moyens de détection

La littérature référence un ensemble d'autres moyens de mesure pouvant être utilisés pour surveiller l'usinage. On peut notamment citer :
- des jauges de déformation collées sur le bâti de la machine ;
- des ampèremètres relevant le courant à la broche ;
- des capteurs optiques mesurant le déplacement de l'outil.

L'emploi de ces capteurs est toutefois moins répandu que les trois types précédemment cités.

6.3 Méthodes de détection

Plusieurs méthodes de détection ont été proposées dans la littérature, chacune ayant ses avantages et inconvénients. Ces méthodes peuvent a priori être employées avec tous les types de capteurs. Cette partie présente les principes d'application de trois méthodes sur un exemple simulé. L'utilisation de ces méthodes sur des cas pratiques est présentée au §13.2.

6.3.1 Exemple de référence

Les méthodes de détection présentées dans ce chapitre sont illustrées sur base d'un exemple simulé [42]. Le cas de figure envisagé est l'usinage d'épaulements sur des éprouvettes d'aluminium (K_t=700 MPa, K_r=210 MPa) par une fraise à une dent. La dynamique du système est modélisée par un système à un degré de liberté (fréquence propre : 100 Hz, degré d'amortissement réduit 0,4 %, raideur 10^7 N/m).

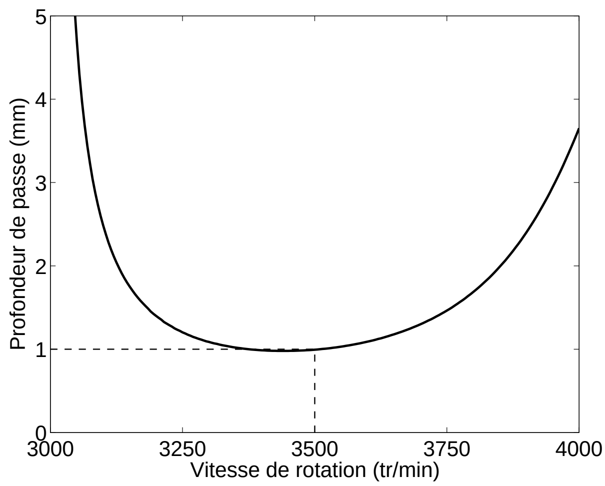

FIG. 6.5 – Lobes de stabilité pour l'exemple ([42])

Les simulations sont réalisées à une vitesse de 3500 tr/min pour des profondeurs de passe variables. Les lobes de stabilité associés à ce système sont présentés à la figure 6.5. On remarque que la limite de stabilité vaut approximativement 1 mm.

6.3.2 Méthodes basées sur l'amplitude

La démarche la plus simple consiste à étudier l'amplitude d'un signal émis en cours d'usinage (bruit, accélération,...) et à se fixer un seuil au-dessus duquel on considère l'usinage comme instable. Généralement, ce seuil est comparé à l'amplitude du pic dominant de la transformée de Fourier du signal. Dans le cas de l'emploi d'un microphone, on peut fixer ce seuil comme étant l'amplitude du pic dominant dans un essai à vide à la même vitesse de rotation multipliée par un scalaire (de l'ordre de 10). Pour les autres types de capteurs, le seuil peut être fixé par comparaison avec les résultats d'une mesure à très faible profondeur de passe.

L'évolution de l'amplitude du déplacement sur l'exemple simulé est présenté à la figure 6.6. On remarque que la croissance de l'amplitude avec la profondeur de passe a tendance à augmenter une fois la limite de stabilité passée.

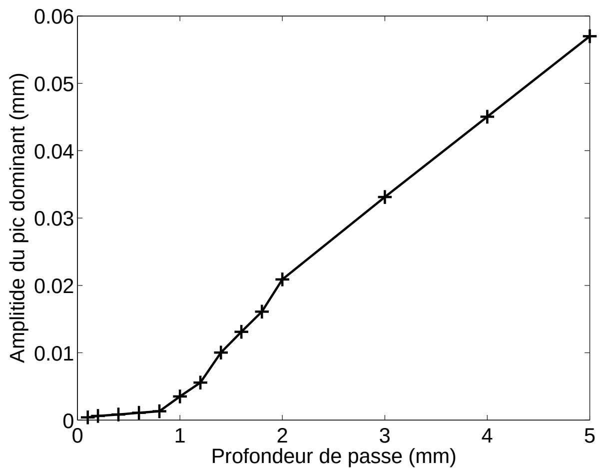

FIG. 6.6 – Evolution théorique de l'amplitude du pic dominant ([42])

6.3.3 Méthode de la variance

La méthode de l'amplitude nécessite la réalisation de la transformée de Fourier du signal mesuré. La quantité d'information à traiter peut rendre le traitement relativement lourd, ce qui le rend peu adapté à une application en temps réel. Pour accélérer le temps de traitement, Schmitz [43] propose de ne collecter qu'une mesure par période de rotation de l'outil.

Dans un cas stable, l'outil a tendance à être dans le même état d'une révolution à l'autre, ce qui n'est pas le cas d'un usinage instable. Partant de cette constatation, l'auteur propose d'étudier la variance du signal échantillonné une fois par tour.

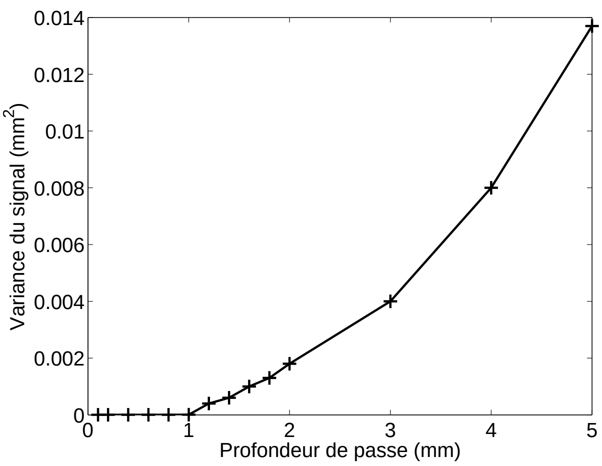

FIG. 6.7 – Evolution théorique de la variance du signal échantillonné une fois par tour ([42])

Cette variance est définie par :

$$\sigma^2 = \frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N}(x_i - x_m)^2 \tag{6.1}$$

x_i représente les N mesures effectuées, x_m est la moyenne des mesures définie par :

$$x_m = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} x_i \tag{6.2}$$

La démarche est équivalente au cas de la méthode basée sur l'amplitude : on considère le signal instable si cette variance dépasse un seuil obtenu en multipliant une valeur de référence par un scalaire. L'évolution théorique de la variance sur l'exemple simulé est présentée à la figure 6.7, on remarque également que sa croissance est plus importante lorsque l'instabilité apparaît.

6.3.4 Contenu fréquentiel

Lorsque l'usinage est stable, le signal émis par le système est globalement dominé par la fréquence de passage des dents et ses harmoniques. Si la profondeur de passe augmente pour atteindre un état instable, le système aura tendance à vibrer à une fréquence proche d'une de ses fréquences propres (fréquence de broutage). Une méthode efficace de détection consiste à examiner la fréquence dominante du signal émis. Le système est considéré comme instable dès que cette fréquence est différente d'une harmonique de la fréquence de passage de dents.

Contrairement aux deux méthodes précédentes, il n'est pas nécessaire de définir un seuil entre des cas stables et instables. Cette méthode présente également l'intérêt de donner une information sur une vitesse de rotation rendant l'usinage stable.

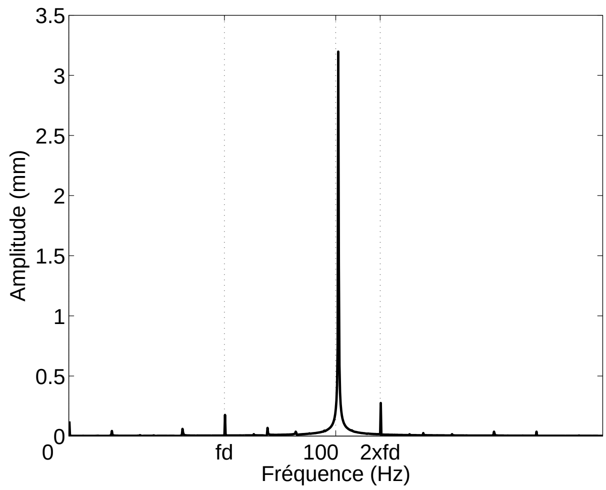

FIG. 6.8 – Contenu fréquentiel du signal (vitesse de rotation 3500 tr/min, profondeur de passe 3 mm). fd représente la fréquence de passage des dents

Lors de la simulation à une profondeur de passe de 3 mm, le système est instable. Le contenu fréquentiel du signal (cf. figure 6.8) est dominé par la fréquence de chatter (proche de 100 Hz). Les pics correspondant aux harmoniques des fréquences de passage des dents ont une amplitude nettement plus faible. En employant la relation de base décrivant l'effet régénératif, à savoir :

$$\frac{f}{n} = N + \frac{\epsilon}{2\pi} \tag{6.3}$$

on remarque que le déphasage ϵ sera nul si la vitesse de rotation est fixée à 3000 tr/min (N=2). L'examen des lobes de stabilité (figure 6.5) confirme qu'à cette vitesse, la limite de stabilité est plus importante. Ce type d'algorithme est implémenté dans certaines applications commerciales de détection ([40] ou [41] par exemple).

6.4 Conclusion

Les méthodes de détection sont un bon complément aux méthodes de prédiction. Elles permettent d'obtenir rapidement une information sur la qualité de l'usinage en cours de réalisation. La nécessité de déterminer des seuils de détection rend toutefois l'usage de certaines de ces méthodes délicat dans la pratique. L'analyse du contenu fréquentiel des signaux permet, en plus de la détection, de proposer une vitesse de rotation stabilisant l'usinage.

La combinaison de plusieurs méthodes de détection permet un recoupement d'informations qui est bénéfique pour la qualité de la détection.

Deuxième partie : Simulation dynamique de l'usinage

La simulation numérique des phénomènes physiques est un domaine d'études tendant à se développer de plus en plus largement. Son intérêt économique est assez évident lors de l'étude de phénomènes ayant un impact direct sur la productivité des entreprises. La prédiction des vibrations autoexcitées en usinage en est une illustration.
La simulation numérique de l'usinage est basée sur trois aspects fondamentaux qui doivent être modélisés de manière appropriée pour obtenir des résultats suffisamment proches de la réalité.
La modélisation de la surface usinée permet d'estimer l'état de surface de la pièce après usinage et de donner une information précise sur l'épaisseur du copeau en cours d'usinage. Le choix d'un modèle réalisant le meilleur compromis entre la précision et la durée du calcul est un point important.
Les efforts de coupe peuvent être modélisés selon divers modèles qui se basent généralement sur des paramètres macroscopiques de l'opération à effectuer. La détermination des paramètres d'ajustement des modèles doit être maîtrisée.
Enfin, la dynamique des phénomènes et l'intégration numérique des relations d'équilibre dynamique sont le dernier maillon permettant de relier l'ensemble des phénomènes.

Chapitre 7

Simulation des procédés de fabrication

7.1 Introduction

La simulation des procédés de fabrication a pour objectif d'obtenir de la manière la plus fidèle possible la réponse de la machine à des conditions de coupe données, sans devoir passer par la réalisation d'essais expérimentaux. Ces méthodes permettent des gains de temps et de moyens appréciables pour les entreprises les utilisant. La généralisation de l'emploi de logiciels intégrés (CAD/CAM) et l'échange de données de plus en plus rapide favorisent l'essor des techniques de simulation en milieu industriel [44].
De nombreux procédés de fabrication peuvent être simulés à partir de logiciels dédiés (forgeage, fonderie, soudage,...). L'usinage est également intégré dans plusieurs logiciels permettant d'évaluer les lobes de stabilité [45], de surveiller la stabilité en temps réel ([40],[41]) ou d'effectuer des simulations dynamiques [46].
D'autres aspects sont également étudiés dans la littérature, comme la prédiction des contraintes résiduelles [47], les échauffements produits par le phénomène de coupe [48] ou l'usure des outils [49] par exemple. Tous ces aspects doivent bien évidemment être pris en compte dans un cas général.

7.2 Optimisation économique

L'usinage entre dans le cadre des fabrications mécaniques. Dans un contexte économiquement de plus en plus concurrentiel, les divers procédés de la chaîne de fabrication nécessitent une constante optimisation en vue de maintenir une efficacité optimale. Comme dans de nombreux domaines, plusieurs propriétés contradictoires sont demandées : coût par pièce le plus faible possible, productivité élevée, qualité des pièces constante,... L'optimisation la plus simple du procédé d'usinage du point de vue économique ([50],[51]) se base sur la vitesse de coupe optimale. La loi de Taylor est utilisée pour modéliser l'usure de l'outil. Cette loi postule que, toutes choses restant égales, la durée de vie d'une arête de coupe peut être reliée à la vitesse de coupe par la relation empirique suivante :

$$T_c = \left(\frac{C}{V_c}\right)^{1/\alpha} \tag{7.1}$$

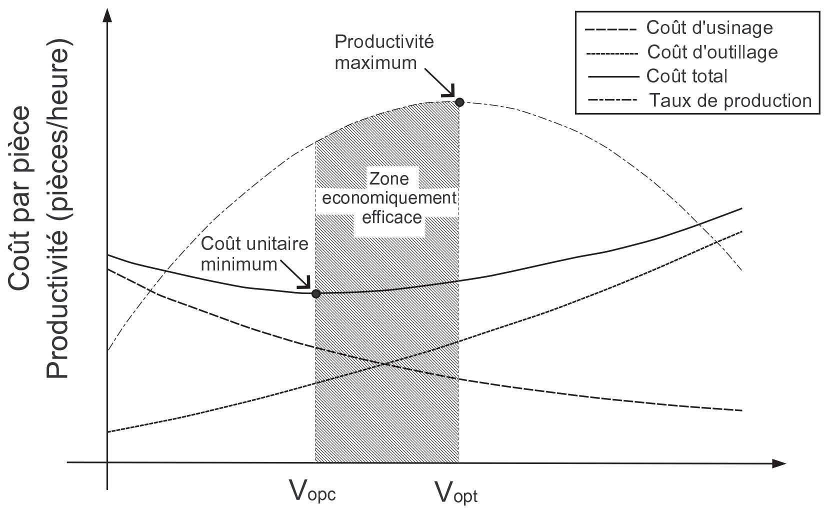

FIG. 7.1 – Optimum économique en fonction de la vitesse de coupe

V_c est la vitesse de coupe, T_c est la durée de vie de l'arête de coupe et C une constante. L'exposant α a généralement une valeur comprise entre $0,1$ et $0,5$. Cette relation indique que plus la vitesse de coupe sera élevée, plus la durée de vie de l'arête sera faible.

Le coût d'outillage tend donc à augmenter avec la vitesse de coupe, que ce soit de manière directe (achat des outils) ou indirecte (temps de changement et de réglages augmentés).
Par contre, plus la vitesse de coupe sera importante, plus le volume de copeaux produits par unité de temps sera grand et donc le temps de réalisation de pièce sera réduit. Le coût d'usinage (main-d'oeuvre et occupation machine) par pièce sera donc une fonction décroissante de la vitesse de coupe. En considérant le reste des frais comme constants (imputation des frais fixes par exemple), on peut déterminer la vitesse de coupe optimale V_{opc} qui minimise le coût par pièce produite.
Il existe une deuxième vitesse intéressante V_{opt} qui est la vitesse de coupe permettant de maximiser la productivité et donc le taux d'occupation de la machine. Cette vitesse est généralement supérieure à V_{opc}. Entre ces deux points, on a la zone économiquement efficace dans laquelle on a le meilleur compromis coût - productivité.
Cette méthode d'optimisation permet de donner une première approximation d'une zone de fonctionnement rentable, mais ne se base que sur des considérations purement économiques.

7.2.1 Apport des lobes de stabilité

Dans le cadre de l'optimisation des procédés d'usinage, plusieurs objectifs peuvent être mis en évidence pour la simulation :

- la recherche des conditions de coupe conduisant à un usinage stable ;
- la recherche de paramètres de coupe permettant de maximiser le taux d'enlèvement des copeaux en tenant compte des caractéristiques de la machine (courbe couple-vitesse de rotation de la broche, rigidité du bâti,...) ;
- la gestion efficiente du parc d'outils de coupe en recherchant les conditions d'usinage minimisant l'usure.

Une approche de l'optimisation permise par les lobes de stabilité peut être illustrée en considérant la figure 7.2. Soit les conditions d'usinage initiales repérées par une croix. L'usinage est instable car on se situe au-dessus du lobe de stabilité. Le réflexe naturel pour trouver une condition stable est de diminuer la profondeur de passe jusqu'à l'obtention d'un usinage correct. Ceci est réalisé en suivant la droite 1. En conséquence, la productivité est grandement diminuée. Par contre, si les lobes de stabilités peuvent être estimés, une meilleure solution est d'augmenter la vitesse de rotation jusqu'à repasser en dessous du lobe de stabilité (droite 2). Dans ce cas, l'optimisation est double puisqu'on a à la fois obtenu des conditions stables tout en augmentant la productivité. L'étude détaillée des phénomènes de broutage permet donc, en prenant parfois des décisions non intuitives, d'augmenter considérablement la productivité du procédé d'usinage.

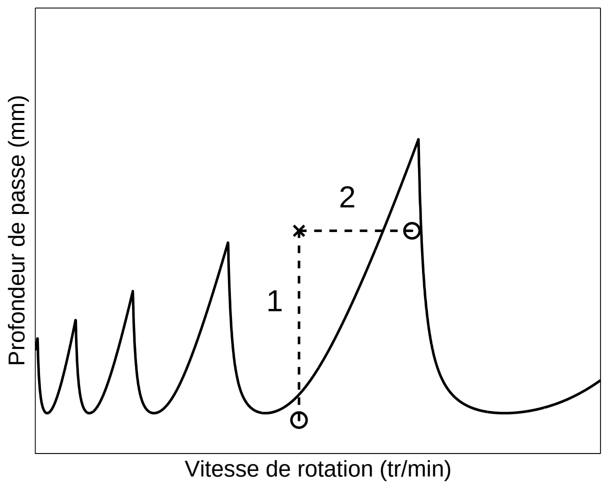

FIG. 7.2 – Exemple d'optimisation grâce à la connaissance des lobes de stabilité

Ces optimisations ont un impact plus important dans le cadre des applications à grande vitesse. Si nous considérons les lobes de stabilité pour une broche ayant une fréquence propre dominante à 500 Hz avec laquelle on souhaite réaliser des rainures dans des blocs d'acier (figure 7.3), on peut constater que plus la vitesse de rotation est grande, plus les zones de stabilité conditionnelles sont larges.

En prenant le cas extrême d'un outil de diamètre 5 mm travaillant à grande vitesse, on peut espérer aller jusqu'à des vitesses de rotation de 30000 tr/min (vitesse de coupe de plusieurs centaines de mètres par minute). La profondeur de passe pouvant être atteinte peut valoir jusqu'à une dizaine de fois la limite inconditionnelle de stabilité. Si nous considérons un outil traditionnel en acier rapide de même diamètre (vitesse de coupe de l'ordre de 20 m/min), la vitesse de rotation sera de l'ordre de 1500 tr/min.

Si nous examinons cette zone des lobes de stabilité (cf. figure 7.4), on constate que les zones de stabilité sont moins larges et que la profondeur de passe limite n'est plus que de quelques dizaines de pourcents supérieure à la limite de stabilité inconditionnelle.

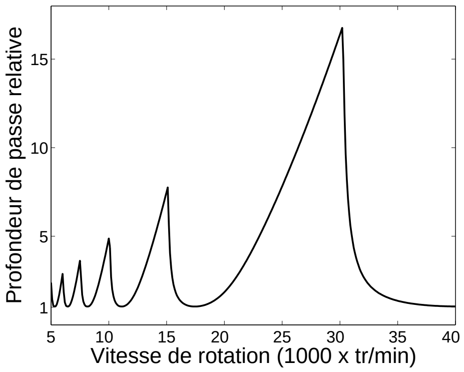

FIG. 7.3 – Lobes de stabilité pour une broche ayant une première fréquence propre à 500 Hz

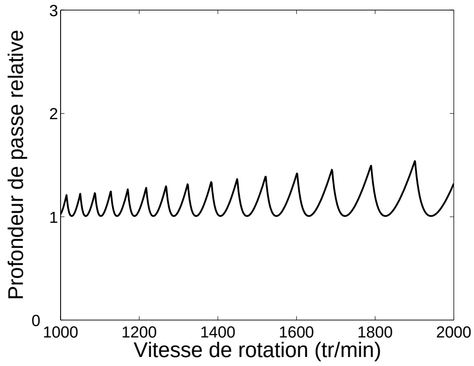

FIG. 7.4 – Lobes de stabilité pour une broche ayant une première fréquence propre à 500 Hz - zoom autour de 1500 tr/min

Ces considérations expliquent la raison du regain d'intérêt de l'étude des lobes de stabilité dans le cadre de l'usinage à grande vitesse.

7.2.2 Tool tuning

L'optimisation simple présentée au paragraphe précédent n'est pas toujours réalisable de manière directe. La zone de productivité maximale (cf. figure 7.5) n'est pas forcément accessible pour des raisons technologiques (vitesse de rotation et couple disponible à la broche, vitesse de coupe inadaptée pour le couple outil/matière,...).

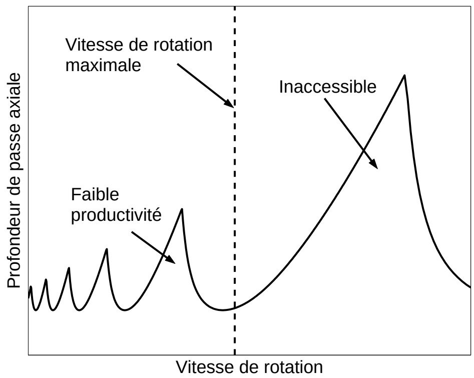

FIG. 7.5 – Lobes de stabilité, configuration initiale

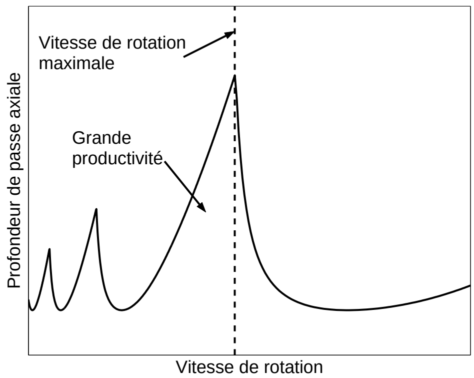

FIG. 7.6 – Lobes de stabilité, configuration optimale

Schmitz [52] propose d'essayer d'avoir pour la vitesse de rotation maximale de la broche la fréquence propre et la fréquence de rotation dans un rapport favorable à la stabilité de la coupe (cf. figure 7.6). Rappelons la relation de base permettant d'évaluer la stabilité du système :

$$\frac{f}{n} = N + \frac{\epsilon}{2\pi} \tag{7.2}$$

La vitesse de rotation étant fixée, la fréquence propre optimale peut être trouvée. Cette nouvelle fréquence propre est obtenue en augmentant le porte-à-faux de l'outil et donc en diminuant la fréquence propre du système. Cette action contraire à l'intuition peut dans certains cas permettre de prendre des profondeurs de passe plus importantes qu'avec un système plus rigide.

7.2.3 Apport de la simulation dynamique

La simulation dynamique des phénomènes mis en jeu permet d'obtenir les évolutions des paramètres du système tels les efforts, les vibrations ou le couple à la broche. Ces éléments peuvent être employés pour rechercher les conditions optimales de l'usinage. Cette façon de procéder permet de diminuer certains temps morts dans la production, notamment de minimiser le temps nécessaire à la réalisation d'essais avant d'obtenir des conditions de coupe acceptables. Le fraisage est un procédé de fabrication qui est par nature fortement non linéaire. Même en l'absence de vibrations parasites, la section du copeau varie tout au long de la coupe, ce qui a pour effet de faire varier l'effort de coupe. Les arêtes de coupe entrent et sortent périodiquement de la matière en créant des chocs répétés. D'autres phénomènes (dynamique non linéaire due aux jeux dans les mécanismes, faux-rond,...) rendent complexe la modélisation du procédé de fraisage.

De manière générale, le fraisage est un problème faisant intervenir trois aspects fondamentaux qui sont fortement couplés les uns aux autres :
- la détermination de la géométrie de la pièce usinée (donnant accès à l'épaisseur de copeau qui est la base du calcul de l'effort).
- la modélisation des efforts de coupe (injectés dans le modèle dynamique) ;
- la modélisation dynamique de l'ensemble «pièce-outil-machine» (modélisant le mouvement de l'outil introduit dans le modèle de calcul de la surface) ;

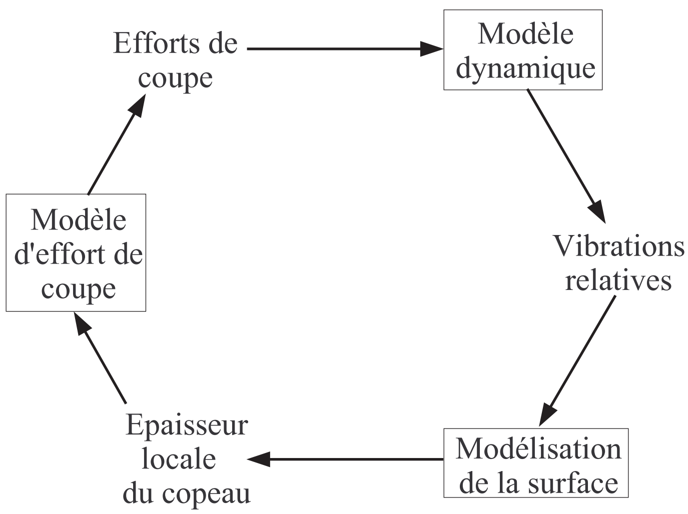

FIG. 7.7 – Couplage entre les trois fondements de la simulation numérique

Seule une modélisation soignée de ces trois aspects permet d'obtenir des résultats satisfaisants pour la simulation de systèmes réels. Les chapitres suivants (8, 9 et 10) présentent plus en détail l'état de l'art et les de modélisations retenues pour réaliser notre simulateur de fraisage.

7.3 Conclusion

La simulation numérique des procédés de fabrication permet un gain en productivité non négligeable lorsqu'elle est utilisée à bon escient. Les grandes lignes des analyses réalisables ont été présentées pour mettre en lumière l'impact de la prédiction du broutage en usinage. Le document se poursuit par la présentation des modèles étudiés pour la réalisation de notre simulateur.

Chapitre 8

Modélisation géométrique de l'outil et de la pièce

8.1 Introduction

La simulation du procédé de fraisage nécessite la connaissance géométrique de l'outil et de la pièce à usiner. La modélisation géométrique de l'outil est un problème qui a été résolu et abondamment documenté dans la littérature [53] ; la modélisation de la surface usinée est un problème plus complexe. Il s'agit d'une phase critique dans la simulation dynamique du fraisage qui consomme une grande proportion du temps de calcul. L'optimisation des algorithmes est nécessaire pour obtenir des résultats suffisamment fiables dans un temps raisonnable. Ce chapitre présentera la modélisation des outils de coupe, les méthodes classiques de génération de la surface fraisée et les optimisations apportées à la méthode choisie pour développer notre simulateur.

8.2 Modélisation de l'outil

8.2.1 Outil monobloc

Les outils monoblocs en acier rapide ou en carbure sont principalement ceux de petites dimensions. Il existe de nombreux types de fraises variant de la simple fraise cylindrique aux fraises à arrondi et dépouille utilisées pour la réalisation de pièces complexes (cf. figure 8.1). Les formes générales ont été définies dans un modèle paramétrique[1] utilisé en standard par les logiciels CAD/CAM [53]. En toute généralité, une fraise est définie par sept paramètres : $R, Rr, Rz, D, h, \alpha\ et\ \beta$ (cf. figure 8.2). En jouant sur ces paramètres, on peut définir la géométrie exacte d'un outil quelconque (cf. figure 8.3).

[1] Repris d'une norme APT (Automatically Programmed Tools : langage de programmation de machines à commande numérique)

FIG. 8.1 – Usinage d'aubes de turbomachine (source : manufacturing automation laboratories)

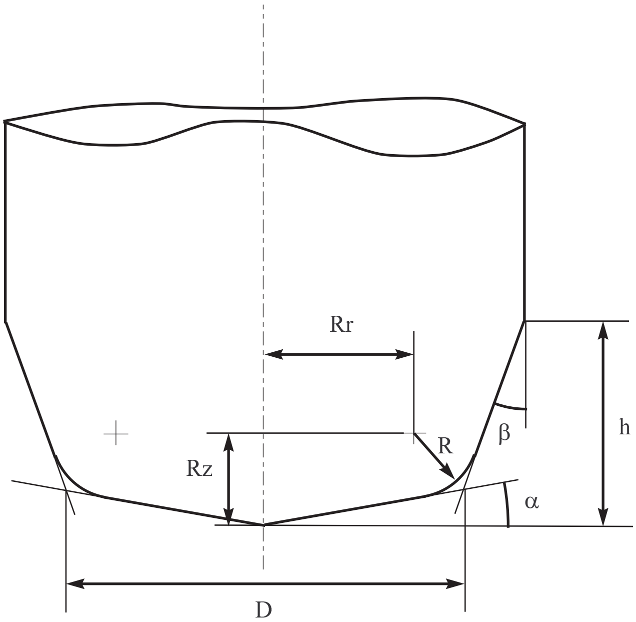

FIG. 8.2 – Définition paramétrique d'une fraise

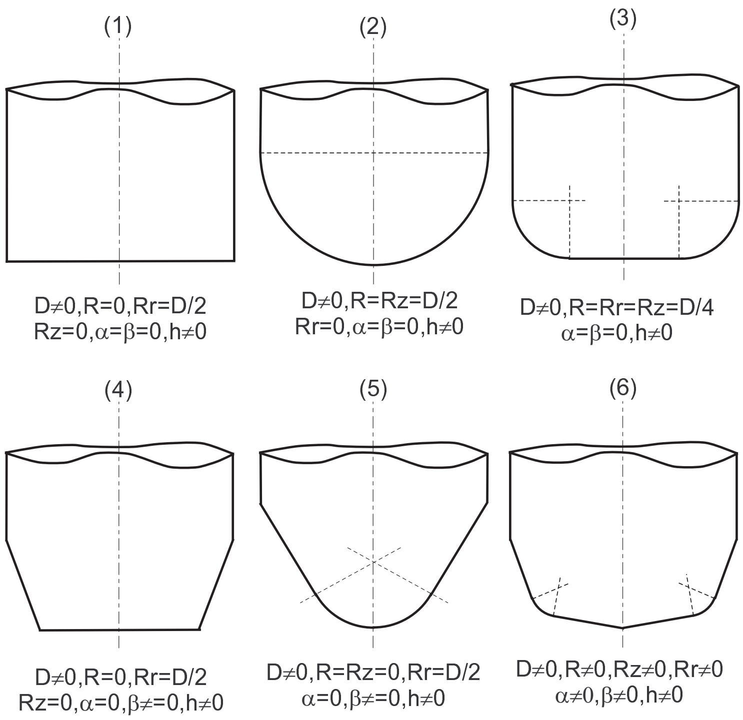

FIG. 8.3 – Divers types de fraises : (1) fraise cylindrique, (2) fraise boule, (3) fraise torique, (4) fraise conique, (5) fraise boule conique, (6) fraise générale

Une fois l'enveloppe modélisée, les coordonnées des arêtes de coupe sont obtenues en enroulant une hélice autour de l'enveloppe paramétrique (cf. figure 8.5).

FIG. 8.4 – Fraise conique

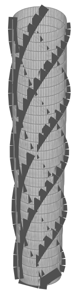

FIG. 8.5 – Modélisation d'une fraise conique

A ce stade, il est possible de calculer analytiquement pour chaque élévation le long de l'outil la distance de l'arête par rapport à l'axe de rotation de l'outil, l'angle d'hélice local et l'angle inclinaison de la normale locale κ (cf. figures 8.6 et 8.7). Ces éléments serviront au calcul des efforts de coupe comme présenté au chapitre 9.

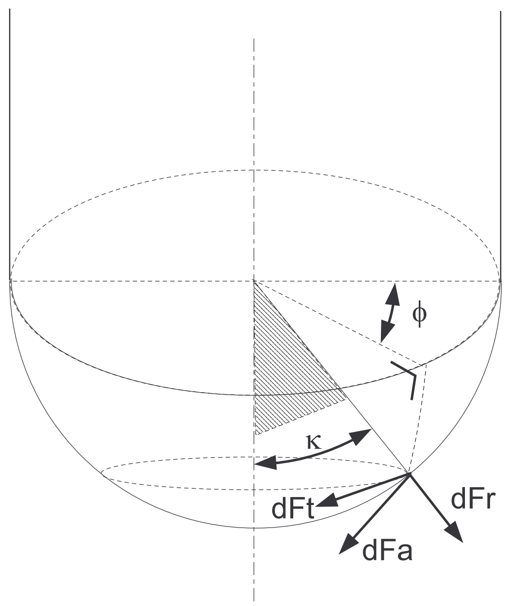

FIG. 8.6 – Définition des angles orientant la normale locale

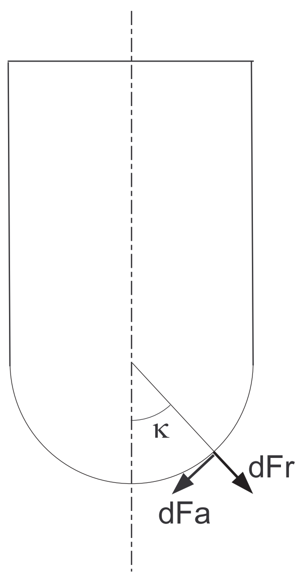

FIG. 8.7 – Vue de côté

8.2.2 Outil à plaquettes

Les outils à plaquettes sont constitués d'un corps sur lequel vient se fixer un ensemble de plaquettes qui comportent les arêtes de coupe. La modélisation de tels outils se base sur des transformations homogènes qui permettent de translater et d'orienter correctement la plaquette par rapport à un repère fixe. Dans la référence [54], Engin décrit en détail les étapes permettant d'obtenir les données géométriques nécessaires à l'obtention des efforts de coupe.

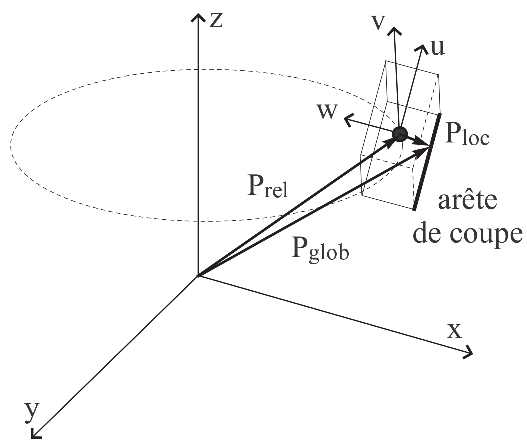

FIG. 8.8 – Localisation d'un insert sur l'outil

La position globale $\vec{P}_{glob}$ est obtenue en composant la position du centre de l'insert $\vec{P}_{rel}$ et la position sur l'insert $\vec{P}_{loc}$ (cf. figure 8.8).

8.3 Algorithmes de génération de la surface

Le calcul de la section du copeau et de l'enlèvement de matière sont les étapes déterminantes dans la simulation du fraisage. Les modèles employés doivent répondre aux exigences suivantes :
– modélisation aussi fidèle et précise que possible de la surface et de l'outil ;
– adaptation au type de problème traité (simulation du fraisage) ;
– vitesse d'exécution suffisante.

Plusieurs voies ont été explorées pour résoudre ce problème. En suivant une complexité croissante, nous citerons les méthodes analytiques, les méthodes de reconstitution a posteriori, la génération en direct bidimensionnelle et enfin la génération tridimensionnelle.

8.3.1 Méthodes bidimensionnelles

Les calculs géométriques en trois dimensions peuvent conduire à une complexité importante. Dans de nombreux cas de figures courants (fraisage en bout, fraisage latéral), la fraise a un mouvement dans un plan perpendiculaire à son axe. De plus, on peut raisonnablement réduire la dynamique de la fraiseuse à sa modélisation dans un plan perpendiculaire à l'axe de la broche. La rigidité selon l'axe de la broche est souvent beaucoup plus importante que perpendiculairement à cet axe.

Partant de ces constatations, plusieurs auteurs ([55],[56]) proposent de modéliser l'outil et la surface 3D en un ensemble de tranches élémentaires d'épaisseur dz (cf. figure 8.9) afin de simplifier les calculs géométriques. Seul le mouvement dans un plan perpendiculaire à l'axe de l'outil est considéré, ce qui diminue fortement le coût algorithmique. La projection des efforts sera réalisée sur une base tridimensionnelle grâce au calcul préalable des angles d'inclinaison d'arête et d'hélice locaux (cf. §8.2.1).

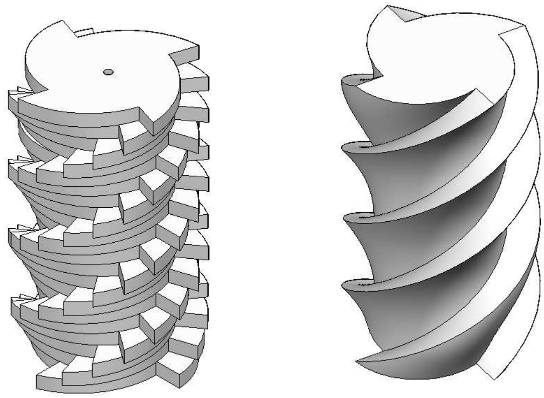

Fig. 8.9 – Discrétisation de la fraise en disques d'épaisseur élémentaire dz

Méthode analytique

Ces méthodes déterminent l'épaisseur du copeau sans reproduire la forme de la surface. La fraise a un diamètre $D = 2R$, possède N dents et est animée d'une vitesse de rotation Ω. On étudie le mouvement dans le plan perpendiculaire à l'axe de la fraise (cf. figure 8.10). On pose un repère X (direction de l'avance) Y (direction perpendiculaire).

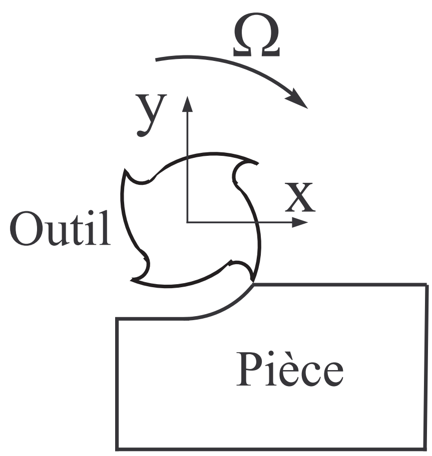

Fig. 8.10 – Modélisation du problème

Soit q_x et q_y les déplacements dans ces deux directions ; τ_1 et τ_2 les délais de passage de dent selon les axes X et Y. Ces délais peuvent s'exprimer par :

$$\tau_1 = \frac{1}{\Omega N} \tag{8.1}$$

$$\tau_2 = \frac{4\pi R\Omega}{4\pi R\Omega + f}\tau_1 \tag{8.2}$$

Ces délais sont généralement assez proches (l'écart dépasse rarement 2%). L'épaisseur locale du copeau est obtenue en tenant compte du déplacement relatif de la pièce et de l'outil combiné au mouvement d'avance et de rotation par la formule suivante :

$$h(t) = A(t,\tau_1,\tau_2)\sin\theta(t) + B(t,\tau_1,\tau_2)\cos\theta(t) \tag{8.3}$$

Les quantités A et B sont le plus grand écart entre la position actuelle et les élongations précédentes de l'outil. On les détermine par :

$$\begin{cases} A(t,\tau_1,\tau_2) = q_x(t) - max\,\{q_x(t-\tau 1) - f\tau_1, q_x(t-2\tau 1) - 2f\tau_1, \ldots\} \\ B(t,\tau_1,\tau_2) = q_y(t) - max\,\{q_y(t-\tau 2), q_y(t-2\tau 2), \ldots\} \end{cases} \tag{8.4}$$

Afin de limiter la quantité de données stockées en cours de calcul, on ne considère généralement qu'un nombre limité de périodes précédentes pour rechercher l'épaisseur du copeau. Balachandran [57] a démontré que ce nombre de périodes pris en compte pouvait avoir un grand impact sur la zone de stabilité prévue en employant cette méthode (cf. figure 8.11). Au moins quatre périodes sont nécessaires pour stabiliser la forme des lobes. Cette méthode a l'avantage d'être assez rapide mais ne reconstitue pas la surface usinée.

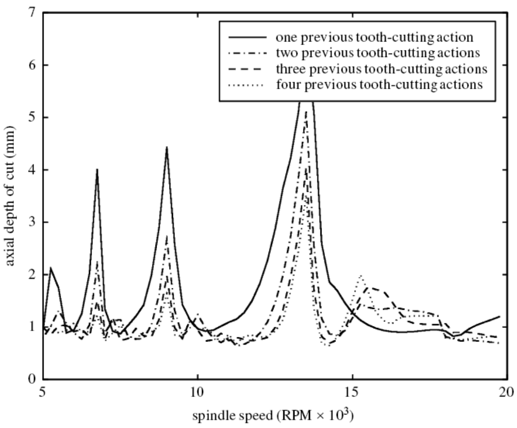

FIG. 8.11 – Forme des lobes de stabilité en fonction du nombre de périodes considérées [57]

Reconstitution de la surface

L'état de surface après usinage peut être une information intéressante à reconstituer. Liu [58] propose de reconstituer la surface après usinage en se basant sur la trajectoire suivie par l'arête de coupe. La méthode de simulation en elle-même ne diffère pas fondamentalement de la méthode présentée au paragraphe précédent. Une fois la simulation effectuée, la surface est obtenue en calculant le minimum de la trajectoire produite par chaque dent (cf. figures 8.12 et 8.13).

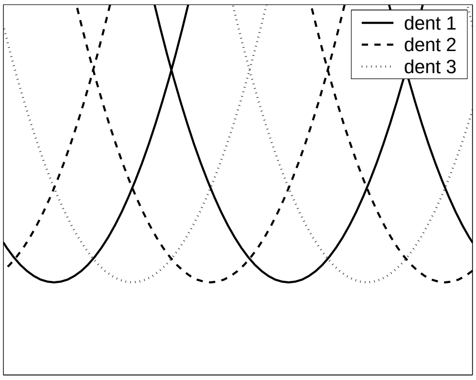

FIG. 8.12 – Parcours des dents reconstitué

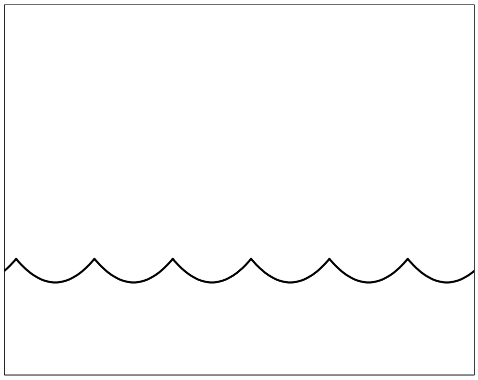

FIG. 8.13 – Surface générée

Cette méthode a l'avantage de reconstituer la surface sans pénaliser le calcul dynamique car elle n'est employée qu'à la fin de la simulation.

Génération de la surface durant les calculs

Cette modélisation proposée par Peigne [5] consiste à considérer que le secteur qui a été balayé par l'arête de coupe pendant chaque intervalle de temps a simplement été «effacé» de la pièce. Cet algorithme permet le calcul de l'épaisseur du copeau et de la forme de la surface usinée sans recourir à des approximations. C'est ce modèle qui a été retenu pour la réalisation de notre simulateur. Il sera présenté plus en détail avec ses optimisations à la section 8.4.

8.3.2 Méthodes tridimensionnelles

Si la représentation tridimensionnelle est retenue, l'opération d'usinage se réduit à une opération booléenne de soustraction entre deux volumes (la pièce et l'enveloppe de la trajectoire d'outil).

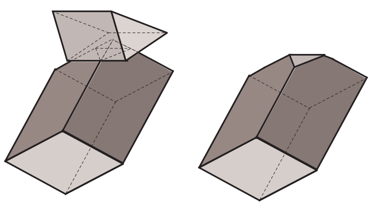

FIG. 8.14 – Soustraction de deux volumes

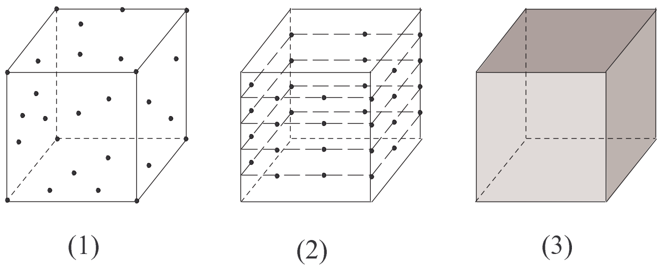

FIG. 8.15 – Représentation des surfaces (1) par liste de point, (2) par Z-buffer, (3) par B-rep

Les algorithmes de soustraction dépendront de la représentation de volumes (cf. figure 8.15). Il existe trois types de représentations différentes [59],[60] :
– la représentation de la frontière par un ensemble de points en projection sur un plan ;
– les modèles de type Z-buffer (ensemble de points représentant la surface dans plusieurs plans d'altitude Z constante) ;
– la représentation de la frontière par sa surface (approche par B-rep par exemple [61]).

Larue [62] utilise la représentation de la frontière pour prédire l'état de surface lors du fraisage de face. Xu [63] emploie cette même technique pour le fraisage en bout.

Les Z-buffers sont notamment employés par Park ([64],[65]) pour détecter les zones usinées. Les méthodes tridimensionnelles permettent de modéliser la dynamique de la machine dans un plan perpendiculaire à la broche et un plus grand nombre d'opérations. Toutefois, la complexité des modèles pénalise le temps de calcul.

8.4 Algorithme retenu pour l'enlèvement de matière

Ce chapitre présente l'algorithme employé qui se base sur le modèle effaceur de matière proposé par G. Peigne ([5],[55]). Les diverses étapes du calcul sont détaillées et plusieurs optimisations sont proposées.

8.4.1 Conventions et notations

Le modèle employé pour la modélisation du fraisage est de type Z-buffer. La surface à modéliser consistera donc en une tranche élémentaire selon l'axe de la fraise. Les problèmes géométriques se simplifient donc à un ensemble de problèmes 2D. La surface de la pièce est modélisée par un ensemble de segments de droites. La fraise est modélisée par la position de son centre et des diverses arêtes de coupe. Les conventions suivantes seront employées (cf. figures 8.16 et 8.17) :

- le point O représente la position du centre de la fraise ;
- les points A_0, A_1 et A_2 représentent les positions successives de l'arête de coupe en t=t_0,t_{-1} et t_{-2} (il y a bien évidemment un ensemble de points A_0, A_1 et A_2 par arête de coupe et par tranche modélisée) ;
- le point B est l'intersection du segment $|OA_0|$ et la surface de la pièce ;
- le point C est l'intersection du parcours de l'arête de coupe et de la surface de la pièce.

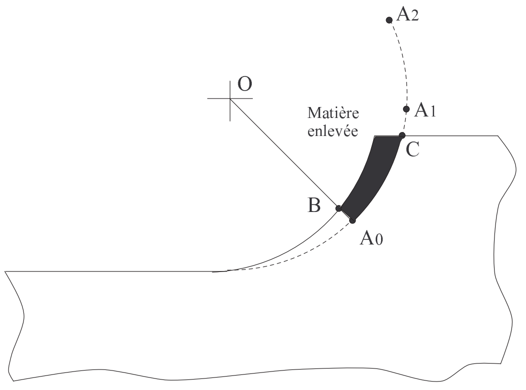

FIG. 8.16 – Conventions d'après [55]

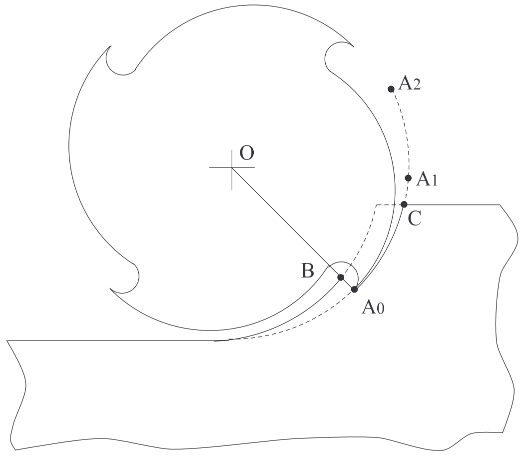

FIG. 8.17 – Superposition de l'outil

8.4.2 Principe de base

Les données de base pour l'algorithme sont (pour chaque section selon l'axe z) :
- la position du centre de la fraise recalculée à chaque pas de temps en tenant compte de l'avance et des vibrations ;
- la position de l'arête de coupe tenant compte de la position du centre de la fraise et de la rotation ;
- une liste contenant les points décrivant la surface ;
- une précision définie par l'utilisateur déterminant l'écart maximal entre deux points décrivant la surface.

La première étape est le calcul de l'épaisseur locale du copeau. Cette épaisseur est obtenue en prenant la distance entre $|BA_0|$. Si le point B n'existe pas, l'épaisseur locale du copeau est nulle.

La deuxième étape consiste à déterminer s'il y a eu de la matière enlevée durant l'intervalle de temps, c'est-à-dire s'il est nécessaire de mettre à jour la surface. Il y a quatre configurations possibles : entrée dans la matière, sortie de la matière, usinage proprement dit et cas où aucune matière n'est enlevée. Cette détermination se fait sur base de l'épaisseur du copeau au temps t et en t_{-1} selon la figure 8.18.

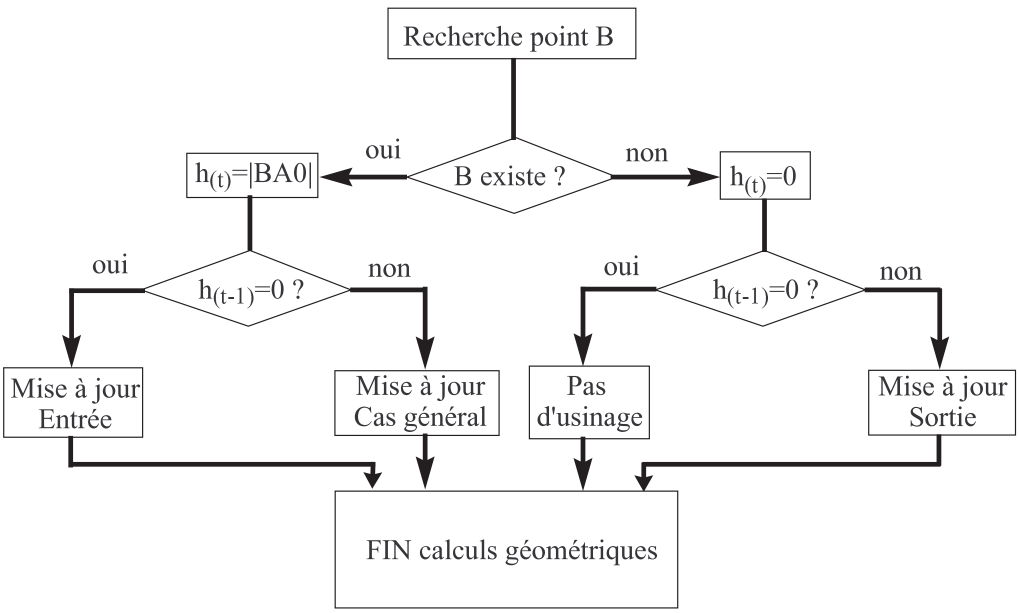

FIG. 8.18 – Organigramme de l'algorithme d'enlèvement de matière

Ces cas seront repris plus en détail dans la partie 8.4.4
Si nécessaire, la surface est mise à jour en effaçant la portion de matière balayée par la fraise durant l'intervalle de temps Δt.

8.4.3 Calculs géométriques

Calcul de l'épaisseur du copeau

Comme indiqué précédemment, le point B est l'intersection du segment $[OA_0]$ avec la surface. La recherche s'effectue en parcourant tour à tour les points de la surface pour calculer l'intersection de la droite OA_0 avec la droite joignant deux points consécutifs de la surface (cf. figure 8.19).

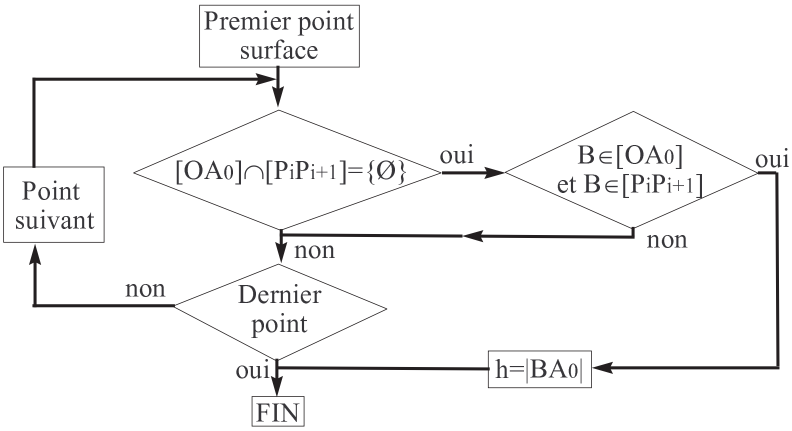

FIG. 8.19 – Organigramme pour la recherche du point B

Ensuite, on teste si le point trouvé se situe bien sur les deux segments (c'est-à-dire si ses coordonnées sont bien comprises entre les coordonnées des extrémités des segments).
La recherche continue jusqu'à ce que le point B soit trouvé ou jusqu'à ce que le dernier point de la surface ait été testé. L'épaisseur du copeau est obtenue en calculant la norme du vecteur $\vec{BA_0}$ si un point B a été trouvé. Dans le cas contraire, l'épaisseur du copeau est nulle.

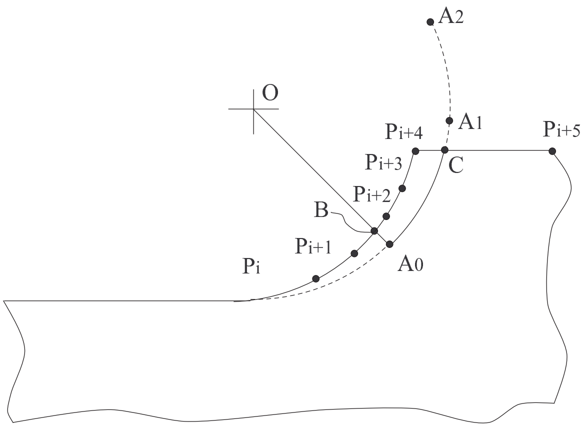

FIG. 8.20 – Modélisation de la surface par un ensemble de points

Recherche du point C

Pour obtenir la surface la plus précise possible, sans devoir augmenter fortement le nombre de pas de temps, le parcours de l'arête de coupe sera modélisé par des segments de paraboles plutôt que par des segments de droite. C'est pour cette raison que la position de l'arête de coupe en t_{-1} et en t_{-2} est utilisée. Le point C est obtenu en recherchant l'intersection entre la parabole reliant les points A_0, A_1 et A_2 et la surface. La méthode de recherche est identique à la figure 8.19 en remplaçant $[OA_0]$ par la parabole $A_0A_1A_2$.

8.4.4 Mise à jour de la surface

Lorsqu'on est dans un cas de figure pour lequel de la matière a été enlevée, la surface est immédiatement mise à jour. L'algorithme diffère légèrement entre les trois cas de figure (entrée sortie ou cas général).

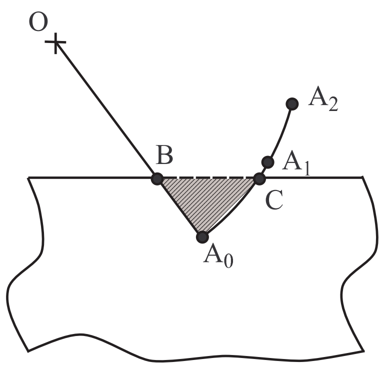

FIG. 8.21 – Entrée dans la matière

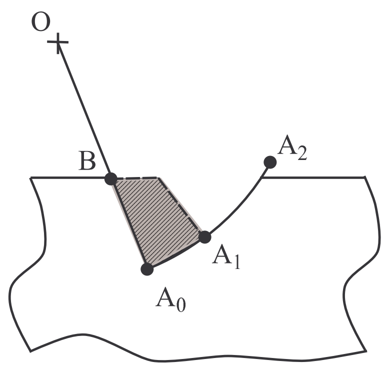

FIG. 8.22 – Cas général

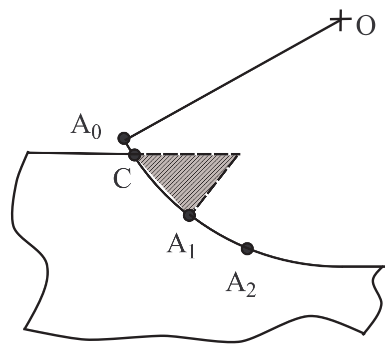

FIG. 8.23 – Sortie de la matière

Entrée dans la matière

L'entrée dans la matière (figure 8.21) est la cas ou on détecte une intersection au temps t alors que l'outil était hors de la matière au pas de temps précédent. La surface est mise à jour en ajoutant les points B, A_0 et C.

Ensuite, les éventuels points existant entre B et C sont supprimés. Enfin, on relie A_0 à C en ajoutant des points distribués uniformément sur la parabole reliant les points A_0, A_1 et A_2. L'écart entre ces points est l'écart maximal défini en début de programme.

Cas général

Le cas général (figure 8.22) est celui pour lequel l'outil reste dans la matière durant le pas de temps considéré. Il n'est pas nécessaire de rechercher le point C qui est confondu avec le point A_1, ce qui permet un gain de temps appréciable pour l'algorithme. La procédure d'ajout est ensuite identique au cas précédent.

Sortie de la matière

La sortie de matière (figure 8.23) est constatée lorsque l'outil est hors de la pièce au temps t alors qu'il y avait eu usinage au pas de temps précédent. Le point B n'est donc pas défini. La mise à jour de la surface consiste simplement à relier le point C au point A_1 en plaçant des points uniformément répartis sur la parabole $A_0A_1A_2$.

8.5 Optimisation de l'enlèvement de matière

L'enlèvement de matière est l'étape consommant une grande partie du temps de calcul. Une réflexion plus poussée a été menée à ce sujet pour permettre d'améliorer les performances de cette étape de calcul. Cette réflexion a abouti à l'adoption du type de données le plus adapté au problème et à la modification de l'algorithme pour permettre de gagner du temps de calcul.

8.5.1 Réflexion sur les structures de données

La structure la plus simple à gérer pour stocker les points représentant la surface est un tableau. Toutefois, les fréquentes modifications de la forme de la surface nécessitent la modification constante de la liste de points et il est fréquemment nécessaire de supprimer ou d'intercaler un ensemble de points dans la liste. Un simple tableau n'est pas la structure idéale pour ces opérations. L'ajout d'un point dans une liste chaînée est comparativement plus rapide, c'est donc cette structure de données qui a été retenue.

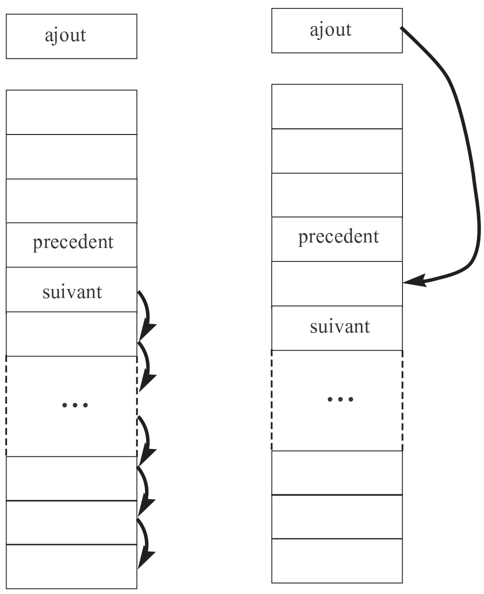

FIG. 8.24 – Ajout d'un point dans un tableau

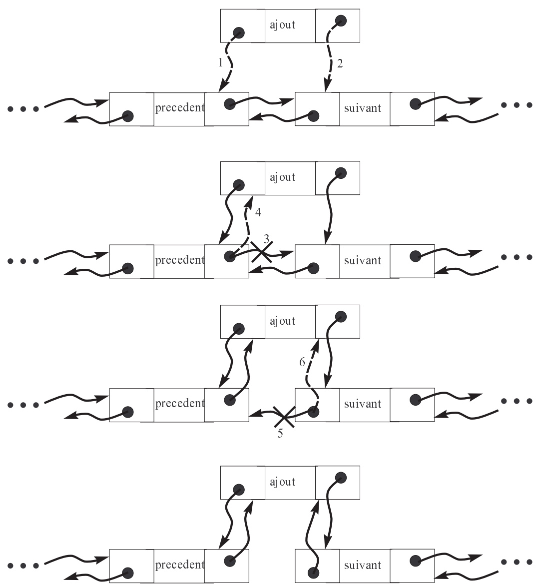

FIG. 8.25 – Ajout d'un point dans une liste doublement chaînée

L'ajout d'un point à un endroit donné du tableau (figure 8.24), nécessite le décalage de l'ensemble des éléments situés après ce point avant de copier la valeur dans le tableau. Cette opération est d'autant plus coûteuse que le nombre de points est important.

L'ajout d'un point dans la liste chaînée (figure 8.25) nécessite les opérations suivantes :
– faire pointer le nouveau point vers l'élément suivant ;
– faire pointer le nouveau point vers l'élément précédent ;
– supprimer le lien partant de l'élément précédent vers le suivant ;
– faire pointer l'élément précédent sur le nouvel élément ;
– supprimer le lien partant de l'élément suivant vers le précédent ;
– faire pointer l'élément suivant sur le nouvel élément.
Ceci a l'avantage d'être indépendant de la taille de la liste suivant la position d'insertion.
Suivant le cas de figure envisagé (position relative fraise-pièce, sens de rotation de la fraise), la recherche séquentielle des diverses intersections devra s'effectuer vers la fin ou vers le début de la liste. Pour permettre la recherche dans les deux sens, une liste doublement chaînée (cf. figure 8.26) a été employée.

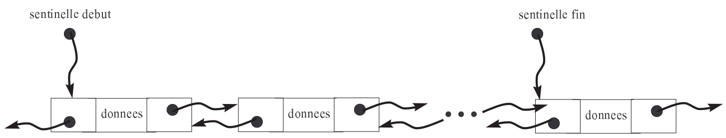

FIG. 8.26 – Liste doublement chainée

La liste doublement chaînée est caractérisée par le fait qu'un élément (dans notre cas un point de la surface) connaît à chaque instant la position de l'élément précédent et de l'élément suivant. Ce format de données permet d'explorer les deux sens de recherches en parallèle. Deux pointeurs «sentinelle» permettent de conserver en mémoire la position du premier et du dernier point de la liste.
L'algorithme optimisé consiste donc à réaliser la recherche dans les deux sens et à s'arrêter si une intersection est trouvée ou si la recherche a parcouru l'ensemble de la liste. La figure 8.27 présente l'adaptation de l'algorithme de recherche du point B (cf. figure 8.19) à cette structure de données.

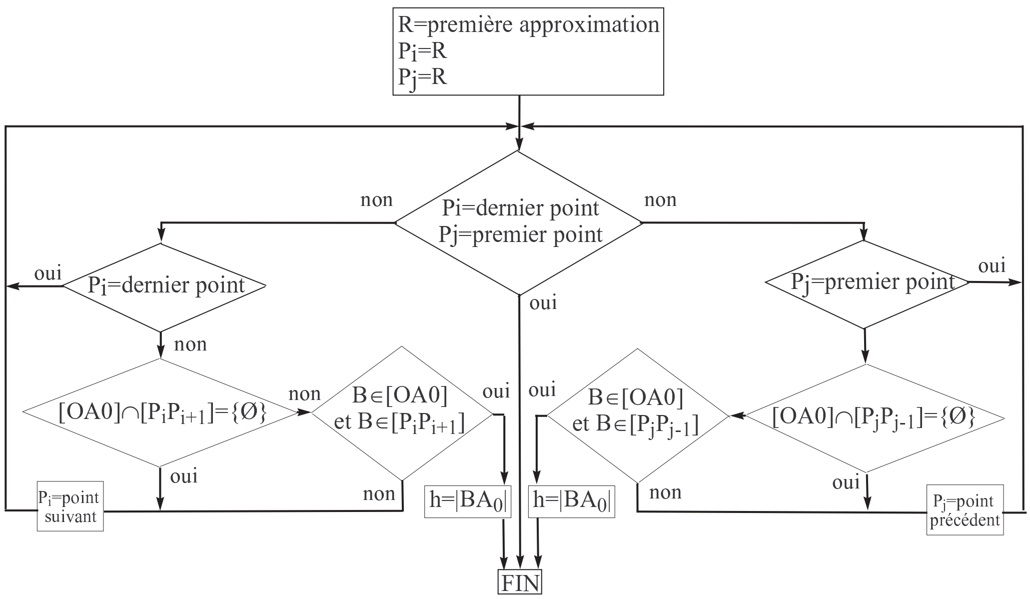

FIG. 8.27 – Optimisation de la recherche du point B

L'emploi de structures dynamiques impose une grande rigueur dans la gestion de la mémoire. Toute la mémoire allouée en cours de calcul pour stocker les points doit être libérée lorsque ce point est supprimé pour éviter le débordement de mémoire.

8.5.2 Recherche d'intersection conditionnelle

Les étapes consommant le plus de temps dans le calcul sont la recherche des points B et C. Ceci est dû au fait qu'il est parfois nécessaire de parcourir tous les points de la surface pour rechercher une éventuelle intersection. L'algorithme séquentiel proposé à la figure 8.27 ne devrait donc idéalement être employé que lorsqu'on est sûr qu'un point d'intersection existe et avec une première approximation correcte pour ne pas parcourir inutilement la surface complète.

L'arête de coupe entre et sort périodiquement de la matière, mais il n'est malheureusement pas possible de prévoir toutes les situations pour lesquelles la dent est hors de la matière (il se peut que, suite à une vibration excessive, l'outil sorte de la matière). Il est néanmoins possible d'écarter certains cas a priori. Lors de la lecture du fichier contenant la description de la surface à usiner, il est facile de conserver en mémoire les positions extrêmes de ces points. La recherche d'un point B ne se fera que si l'arête de coupe se situe dans une zone où on a potentiellement une intersection (c'est-à-dire si ses coordonnées sont situées entre les points extrêmes de la surface initiale). Cette méthode permet d'éviter d'effectuer les calculs pour des cas où l'arête est forcément hors de la matière (et donc qui impliqueraient le parcours complet de la surface).

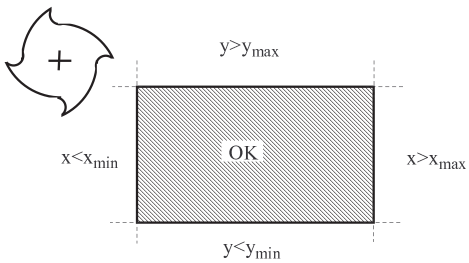

FIG. 8.28 – Zones pour lesquelles il y a potentiellement intersection

L'emploi de cette méthode particulière rend les calculs d'autant plus rapides que la profondeur de passe radiale est faible. En effet, dans ce cas, l'arête passe un temps important dans la zone au-dessus de y_{max} pour laquelle aucun calcul n'est nécessaire.

8.5.3 Première approximation pour le calcul géométrique

Le temps de calcul peut être fortement réduit en ayant une première approximation de la position du point recherchée. En analysant le cas de la figure 8.20, on remarque que le point référencé P_{i+4} qui est le point correspondant à l'entrée dans la matière de la dent précédente est une bonne première approximation du point B. En commençant les recherches en employant les segments ayant ce point pour extrémité, on réduit le nombre d'itérations de l'algorithme à quelques unités, contre plusieurs milliers si on se situe en fin de calcul (c'est-à-dire quand i est une valeur élevée).

Trois autres cas de figure sont intéressants à signaler :
- lors de l'entrée dans la matière, le point C est proche du point B qui vient d'être calculé ;
- pour le cas général, B est proche de A1 ;
- pour la sortie de la matière, C est proche de A1

En conservant en mémoire l'emplacement des points précédemment cités, un gain de temps important en durée de calcul est obtenu au détriment d'une légère augmentation de la mémoire nécessaire.

8.5.4 Quantification de l'optimisation

Les optimisations présentées aux paragraphes précédents ont été testées individuellement pour mesurer leur impact sur le temps de simulation. Nous avons simulé un usinage pour lequel la pièce et la machine étaient parfaitement rigides pour ne visualiser que le temps de calcul nécessaire au calcul de la surface usinée. Trois cas ont été envisagés : une faible profondeur de passe radiale (20 % du diamètre de la fraise), un épaulement demi-fraise et un rainurage. Quatre niveaux d'optimisation ont été testés :
- aucune optimisation ;
- l'intersection conditionnelle présentée au § 8.5.2 ;
- la prise en compte d'une première approximation présentée au § 8.5.3 ;
- les deux optimisations combinées

Les figures 8.29 à 8.31 présentent l'évolution du temps de simulation pour les différents cas de figure. Le tableau 8.32 résume les temps de simulation pour 100000 pas de temps. On peut remarquer que le gain dû à la procédure d'intersection conditionnelle est d'autant plus important que la profondeur de passe est faible. L'optimisation globale permet de gagner de 80 à 90 % de temps de calcul.

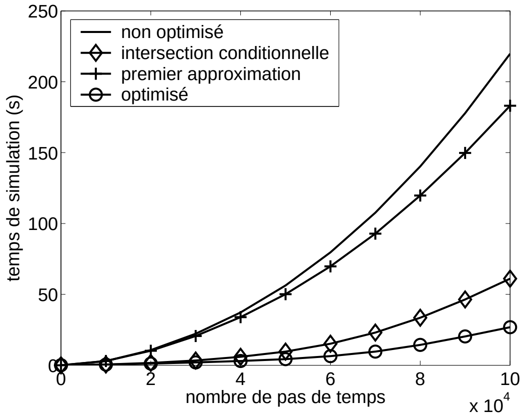

FIG. 8.29 – Evolution du temps de simulation, faible profondeur de passe

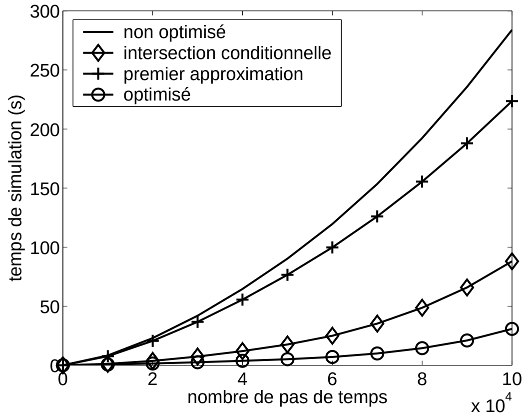

FIG. 8.30 – Evolution du temps de simulation, épaulement demi fraise

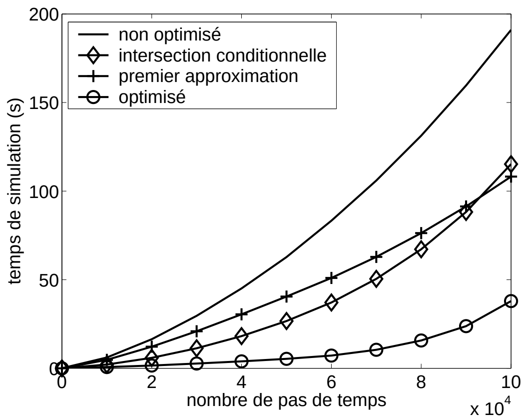

FIG. 8.31 – Evolution du temps de simulation, rainurage

	Rainure	Demi-fraise	Faible profondeur
Pas d'optimisation	190	293	219
Intersection conditionnelle	115	88	61
Première approximation	108	223	183
Optimisation complète	38	30	27

FIG. 8.32 – Temps de simulation en secondes en fonction des optimisations

8.6 Résultats donnés par le simulateur

En fin de calcul, le programme sauvegarde les listes de points représentant la surface dans chacune des tranches élémentaires (cf. figure 8.33). Il est possible d'estimer les paramètres de rugosité du profil Z par les formules classiques (l est la longueur d'évaluation) :
- rugosité totale $R_t = max\,(Z(x)) - max\,(Z(x))$;
- rugosité arithmétique $R_a = \frac{1}{l}\int_0^l |Z(x)|$
- rugosité quadratique $R_a = \sqrt{\frac{1}{l}\int_0^l Z^2(x)}$

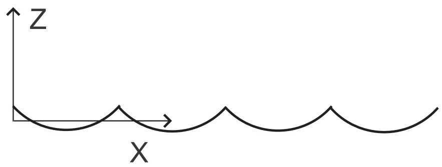

FIG. 8.33 – Modélisation de la surface dans une tranche

En regroupant l'information de l'ensemble des tranches, il est possible d'avoir une visualisation en trois dimensions de la surface obtenue. La figure 8.34 montre un exemple de surface obtenue lors du fraisage latéral d'une pièce avec une fraise cylindrique à hélice. En examinant une vue de dessus, on peut observer que les pics de rugosité sont légèrement inclinés par rapport à l'axe de l'outil à cause de l'angle d'hélice (cf. figure 8.35).

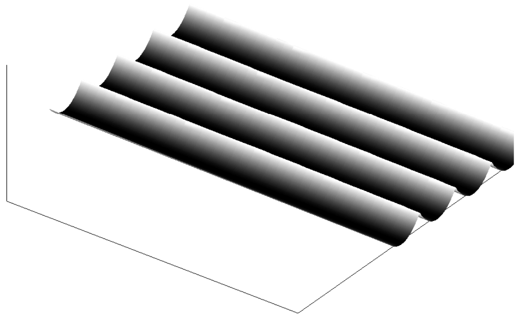

FIG. 8.34 – Reconstitution de la surface 3D à partir des tranches élémentaires

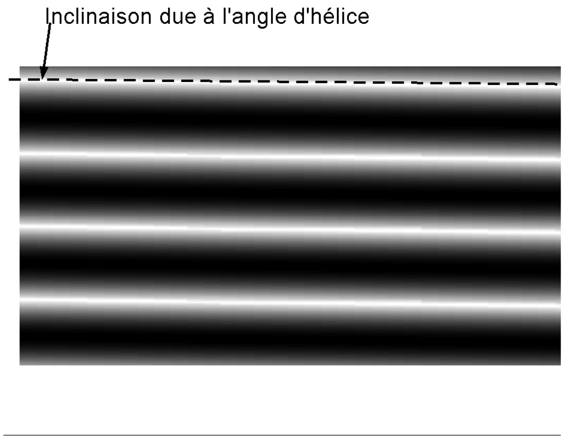

FIG. 8.35 – Surface reconstituée vue de dessus

8.7 Conclusion

La modélisation de la géométrie de l'outil et de la surface peut se réduire à une étude géométrique de l'intersection de deux corps. Plusieurs méthodes existent, allant des études bidimensionnelles aux intersections de volumes en trois dimensions. Les algorithmes se différencient principalement par l'approche bi- ou tridimensionnelle et donc par la complexité des calculs effectués. L'algorithme effaceur de matière basé sur une approche bidimensionnelle est un excellent compromis entre précision et rapidité de calcul.

Cet algorithme a été étudié plus en détail et plusieurs optimisations ont été présentées et quantifiées. Il est possible de reconstituer la surface usinée en trois dimensions en accolant les tranches élémentaires modélisées.

Chapitre 9

Modélisation des efforts de coupe

9.1 Introduction

Pour tout phénomène physique devant être modélisé de manière précise, il est nécessaire de connaître les lois gouvernant le système étudié. L'usinage des métaux met en jeu un ensemble de phénomènes complexes tels le cisaillement du métal et le frottement entre les différentes interfaces. D'un point de vue macroscopique, l'étude de l'usinage relève de la prédiction des efforts de coupe engendrés par le processus, de l'échauffement résultant et de l'état de surface de la pièce usinée à partir des paramètres de coupe.
La littérature recense plusieurs voies suivies par différents auteurs. Deux grandes familles de méthodes se dégagent [66] : les modèles physiques et les modèles mécanistes[1]. La modélisation physique tente de prédire l'évolution des efforts en s'intéressant à la réalité physique des phénomènes. La modélisation de ce type la plus connue est le modèle de Merchant. Les modèles mécanistes partent du principe que la modélisation exacte des phénomènes est difficile à réaliser et difficilement exploitable. Ils réalisent une modélisation simplifiée en vue de tirer des lois utilisables en pratique. Les efforts sont définis à partir de données technologiques propres à l'opération considérée. Ces modèles tiennent plutôt de l'observation et de la régression par rapport à un modèle fixé.
Ce chapitre présente les bases des mécanismes de la coupe, la définition élémentaire des modèles d'efforts et l'obtention des efforts globaux en fraisage.
La dernière partie est consacrée au développement d'une méthode d'identification originale pour retrouver les paramètres d'effort de coupe à partir de mesures expérimentales.

9.1.1 Définitions

Avant toute modélisation de l'usinage, il est nécessaire de faire un rappel des théories de la coupe des métaux. Un ensemble de notions et de termes doivent être définis pour une meilleure compréhension.
Toutes les opérations de coupe peuvent être étudiées à partir d'un processus élémentaire dans lequel un outil en forme de coin à arête rectiligne est forcé de se déplacer par rapport à une pièce de façon à enlever un copeau. Seul le mouvement relatif outil-pièce importe, ce qui permet d'étudier avec le même modèle des opérations aussi différentes que le tournage (outil fixe, pièce

[1]Le terme «mécaniste» est pris dans le sens de la traduction du terme anglais «mechanistic» désignant un modèle basé sur les effets mécaniques du phénomène

en rotation) et le fraisage (pièce fixe, outil en rotation). A ce stade, une différence doit être faite selon que le mouvement de coupe est perpendiculaire ou non à l'arête de coupe. On appelle coupe orthogonale (figure 9.1) les opérations pour lesquelles l'arête de coupe est perpendiculaire à la vitesse de coupe et coupe oblique (figure 9.2) le cas plus général pour lequel l'angle n'est pas droit.

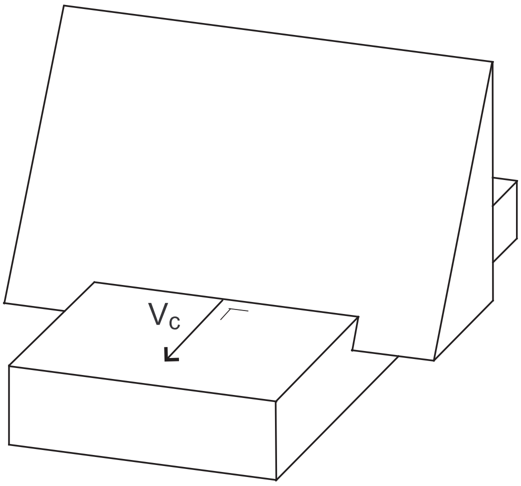

FIG. 9.1 – Coupe orthogonale

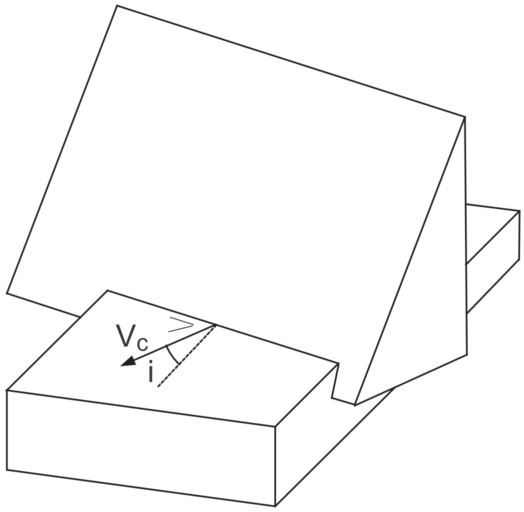

FIG. 9.2 – Coupe oblique

En faisant une coupe dans un plan perpendiculaire à l'arête de coupe, on peut définir un ensemble de faces et d'angles importants (cf. figure 9.3) :
- A_γ : Face de coupe (face le long de laquelle le copeau s'écoule) ;
- A_α : Face de dépouille (face inférieure de l'outil coin) ;
- α : Angle de dépouille (angle entre la surface engendrée et la face de dépouille) ;
- β : Angle de taillant (angle d'ouverture de l'outil coin) ;
- γ : Angle de coupe (angle formé entre la perpendiculaire à la vitesse de coupe et la face de coupe).

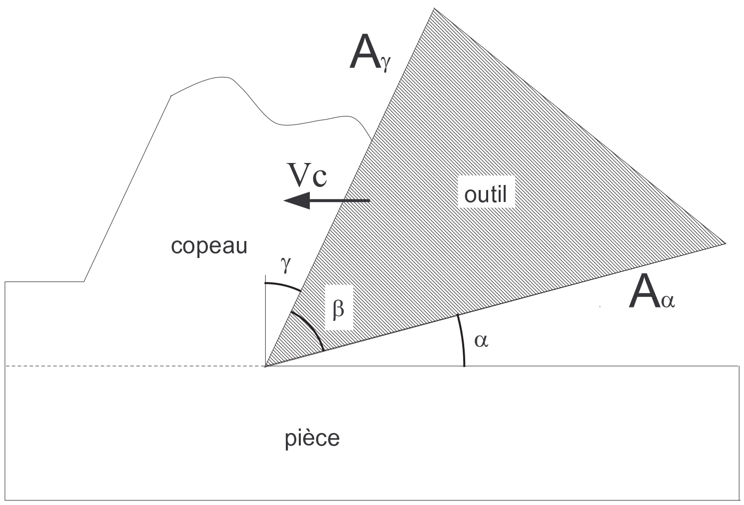

FIG. 9.3 – Définition des angles et des faces

Par définition, on a $\alpha + \beta + \gamma = \frac{\pi}{2}$.

9.2 Modèles physiques

9.2.1 Théorie de la coupe orthogonale

Cette modélisation a été présentée dans les années quarante par Merchant ([67], [68]). On modélise l'opération par un outil en forme de coin qui se déplace sur la pièce à usiner pour enlever une couche de matière d'épaisseur constante h. On considère que l'outil a un tranchant parfait (pas de rayon de bec). Comme on se situe en coupe orthogonale, on peut considérer que le problème est stationnaire et en état plan de déformation. L'épaisseur du copeau déformée est notée h_c (cf. figure 9.4).

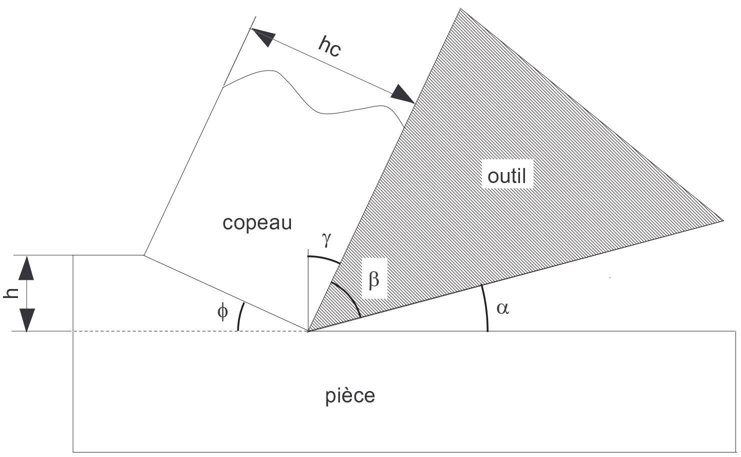

FIG. 9.4 – Modèle de Merchant

La formation du copeau met en jeu des phénomènes de déformation plastique dans une zone appelée zone de cisaillement primaire. Le modèle de Merchant considère qu'il s'agit d'une zone plane (épaisseur nulle) faisant un angle ϕ avec l'horizontale, appelé angle de cisaillement primaire. On peut relier l'angle de cisaillement primaire et le rapport de coupe ($r = \frac{h}{h_c}$) par la relation suivante :

$$\tan\phi = \frac{r\ \cos\gamma}{1 - r\ \sin\gamma} \tag{9.1}$$

9.2.2 Origine et modélisation des efforts

Les efforts résultent principalement du cisaillement et du frottement présents dans trois zones appelées zones de cisaillement primaire, secondaire et tertiaire (cf.figure 9.5).
Dans la zone de cisaillement primaire, la matière subit une déformation plastique et un échauffement considérable.
La zone de cisaillement secondaire se situe à l'interface de l'outil et du copeau. Lorsque la vitesse de coupe est suffisante, le copeau frotte le long de la face de coupe ce qui a pour effet d'engendrer un échauffement et un cisaillement de la matière. Un écrouissage important de la face interne du copeau s'y produit. Si la vitesse de coupe est insuffisante, on remarque le collage du copeau sur la face de coupe également appelé arête rapportée.

La zone de cisaillement tertiaire se situe entre la face de dépouille et la surface usinée. Le cisaillement est provoqué par le retour élastique de la matière après le passage de la pointe de l'outil.

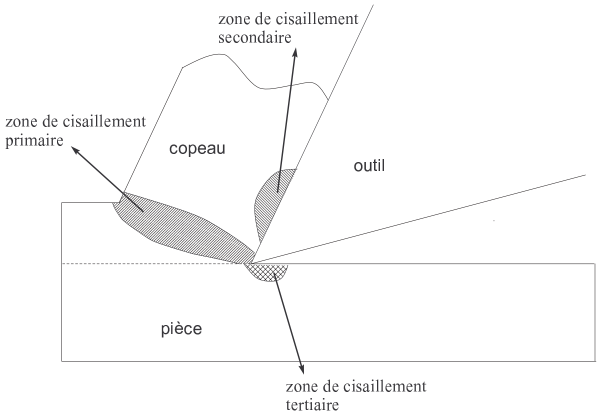

FIG. 9.5 – Zones de cisaillement

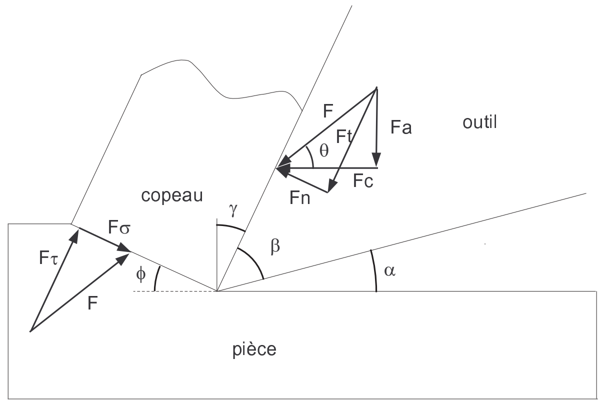

FIG. 9.6 – Définition des diverses projections de F

L'effort de coupe sera donc la résultante de ces trois actions. Le modèle de Merchant s'intéresse à l'effort engendré par le cisaillement primaire. L'effort de coupe exercé par l'outil sur la pièce peut être décomposé en deux composantes perpendiculaires suivant trois systèmes d'axes différents (cf. figure 9.6)

- F_c et F_a dans un système d'axes machine
- F_n et F_t dans un système d'axes outil
- F_σ et F_τ dans un système d'axes lié au plan de cisaillement primaire

On fait l'hypothèse que les composantes F_n et F_t sont reliées par une loi de Coulomb, caractérisé par un angle de frottement λ tel que

$$\tan\lambda = \frac{F_t}{F_n}$$

λ est une grandeur qui doit être mesurée ; son ordre de grandeur est de $\pm$ 30° .
A partir du diagramme, on peut vérifier que, par décomposition dans le système d'axes de la machine, on obtient :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_c = F\ \cos(\lambda - \gamma) \\ F_a = F\ \sin(\lambda - \gamma) \end{array} \right. \tag{9.2}$$

$\Rightarrow F_a = F_c \tan(\lambda - \gamma)$

De même, en décomposant selon la ligne de cisaillement primaire, on obtient :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_\tau = \frac{\tau_{0,2}\ a\ h}{\sin\phi} = F\ \cos(\phi + \lambda - \gamma) \\ F_\sigma = F\ \sin(\phi + \lambda - \gamma) \end{array} \right. \tag{9.3}$$

$\Rightarrow F_\tau = F_\sigma \cot(\phi + \lambda - \gamma)$

En éliminant F entre les relations 9.2 et 9.3, on obtient l'expression suivante de l'effort de coupe :

$$F_c = \frac{\tau_{0,2}\ a\ h\ \cos(\lambda - \gamma)}{\sin\phi\ \cos(\phi + \lambda - \gamma)} \tag{9.4}$$

Le seul paramètre difficile à obtenir est l'angle de cisaillement ϕ. Pour déterminer cette valeur, deux théories existent, l'une proposée par Krystof, l'autre par Merchant. Krystof, postule que le cisaillement se produit dans la direction où la contrainte de cisaillement est maximum (ce qui signifie que l'angle entre la force résultante et le plan de cisaillement doit valoir $\frac{\pi}{4}$). La force résultante fait un angle $(\phi + \lambda - \gamma)$ avec le plan de cisaillement. On obtient donc la relation suivante :

$$\phi = \frac{\pi}{4} - (\lambda - \gamma) \tag{9.5}$$

La deuxième théorie, proposée par Merchant, applique le principe du minimum de puissance (la déformation a lieu selon un angle qui minimise la puissance). L'angle de cisaillement est obtenu en résolvant la relation suivante :

$$\frac{dP}{d\phi} = \frac{d\,(F_c V_c)}{d\phi}$$

Ceci mène finalement à la relation suivante :

$$\phi = \frac{\pi}{4} - \frac{\lambda - \gamma}{2} \tag{9.6}$$

Bien que les résultats de ces deux modèles soient rarement conformes aux résultats de mesures, le modèle de Merchant reste fondamental dans son principe car il postule une relation de proportionnalité entre l'effort de coupe et la section du copeau. Ceci se retrouvera dans les modélisations mécanistes.

9.2.3 Théorie de la coupe oblique [69]

Dans le cadre de la coupe oblique, on considère que la normale à l'arête de coupe forme un angle i par rapport à la direction de la vitesse de l'outil (cf. figure 9.7). On définit également l'angle η qui est l'angle selon lequel le copeau frotte sur la face de coupe. Le problème modélisé n'est plus plan. Si on effectue une coupe selon un plan perpendiculaire à l'arête de coupe, on obtient une figure analogue à la figure 9.4. Les grandeurs γ, θ et ϕ doivent cependant être affectées d'un indice n pour signaler qu'il s'agit des valeurs dans un plan normal. Le vecteur de cisaillement se situe toujours dans le plan de cisaillement, mais forme un angle oblique (ϕ_i) par rapport à la direction d'avance. On définit également l'angle θ_i, angle entre l'effort F et le plan normal.
L'effort $\vec{F}$ est décomposé en une composante $\vec{F_u}$ contenue dans le plan de la face de coupe et $\vec{F_v}$ perpendiculaire à ce même plan. Comme pour le cas de la coupe orthogonale, on postule que :

$$\tan\lambda = \frac{F_u}{F_v} \tag{9.7}$$

En projetant les vecteurs, on peut obtenir les relations géométriques suivantes :

$$\begin{aligned} F_u = F\ \sin\lambda &= F\,\frac{\sin\theta_i}{\sin\eta} \\ \Rightarrow \sin\theta_i &= \sin\lambda\ \sin\eta \end{aligned} \tag{9.8}$$

$$\begin{aligned} F_u = F_v\ \tan\lambda = F_v\,\frac{\tan(\theta_n + \gamma_n)}{\cos\eta} \\ \tan(\theta_n + \gamma_n) = \tan\lambda\ \cos\eta \end{aligned} \tag{9.9}$$

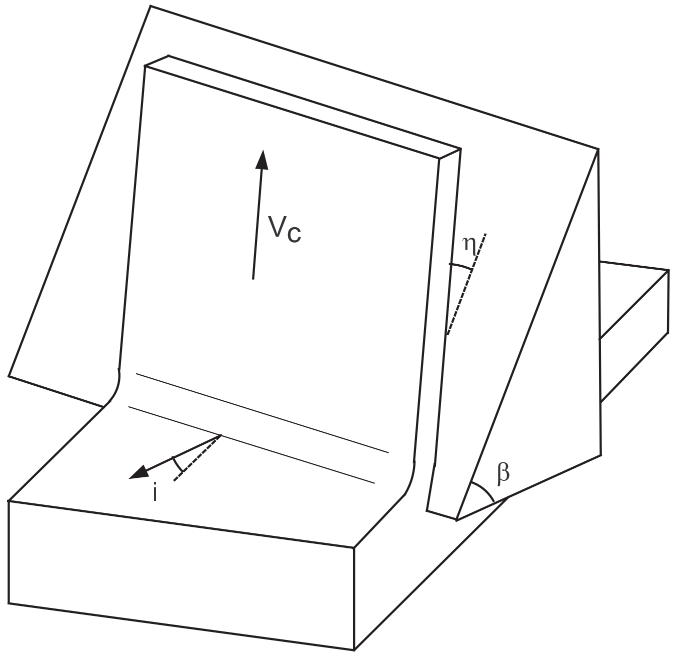

FIG. 9.7 – Coupe oblique

De même, si on étudie les diverses composantes de la vitesse $\vec{V}$, décomposée en ses projections $\vec{V_c}$ (vitesse du copeau) et $\vec{V_s}$ (vitesse dans le plan de cisaillement), on trouve les valeurs suivantes :

$$\vec{V} = \left\{ \begin{array}{c} V\ \cos i \\ V\ \sin i \\ 0 \end{array} \right\} \quad \vec{V_c} = \left\{ \begin{array}{c} V_c\ \cos\eta\ \sin\gamma_n \\ V_c\ \sin\eta \\ V_c\ \cos\phi_i\ \cos\gamma_n \end{array} \right\} \quad \vec{V_s} = \left\{ \begin{array}{c} -V_s\ \cos\phi_i\ \cos\phi_n \\ -V_s\ \sin\phi_i \\ V_s\ \cos\phi_i\ \cos\phi_n \end{array} \right\} \tag{9.10}$$

En éliminant V, V_c et V_s de la relation $\vec{V_s} = \vec{V} - \vec{V_c}$, on obtient finalement la relation suivante (cf. annexe C.2) :

$$\tan\eta = \frac{\tan i\ \cos(\phi_n - \gamma_n) - \cos\gamma\ \tan\phi_i}{\sin\phi_n} \tag{9.11}$$

Shamoto [69] propose de développer le modèle de «transformation orthogonale/oblique» qui a pour but de trouver des relations entre la coupe orthogonale et la coupe oblique. Son but est de pouvoir utiliser les résultats d'essais en coupe orthogonale pour les transposer à la coupe oblique.
Il y a maintenant cinq inconnues au problème : θ_i, θ_n, ϕ_i, ϕ_n et η (les angles i et γ sont des données, λ est mesuré par des essais de coupe orthogonale, cf. §9.5.2).
On a déjà déterminé trois relations entre les paramètres (équations 9.8, 9.9 et 9.11). Il faut donc obtenir deux équations supplémentaires pour résoudre un système de cinq équations à cinq inconnues. Les deux théories analogues à celles présentées au §9.2.2 ont été utilisées pour la coupe oblique.
La théorie de Krystof est basée sur le principe de la contrainte de cisaillement maximum. On postule que la déformation a lieu dans la direction où la contrainte de cisaillement est maximale (c'est-à-dire à 45° par rapport à la direction de l'effort). On peut démontrer qu'on obtient les deux relations suivantes (cf. annexe C.3) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sin\phi_i = \sqrt{2}\ \sin\theta_i \\ \cos(\phi_n + \theta_n) = \frac{\tan\theta_i}{\tan\phi_i} \end{array} \right. \tag{9.12}$$

La théorie de Merchant est basée sur le principe du minimum de l'énergie. On cherche à trouver les valeurs d'angles de cisaillement qui minimisent la puissance de coupe. On a donc les deux relations supplémentaires suivantes :

$$\begin{cases} \frac{\partial Pt'}{\partial \phi_n} = 0 \\ \frac{\partial P_t'}{\partial \phi_i} = 0 \end{cases} \tag{9.13}$$

L'algorithme de résolution est présenté sur la figure 9.8. On commence en prenant $\eta = i$ pour la première itération. On considère qu'on a convergé dès que la différence entre les valeurs données par deux itérations successives sont suffisamment proches (écart relatif inférieur à 10^{-12}).

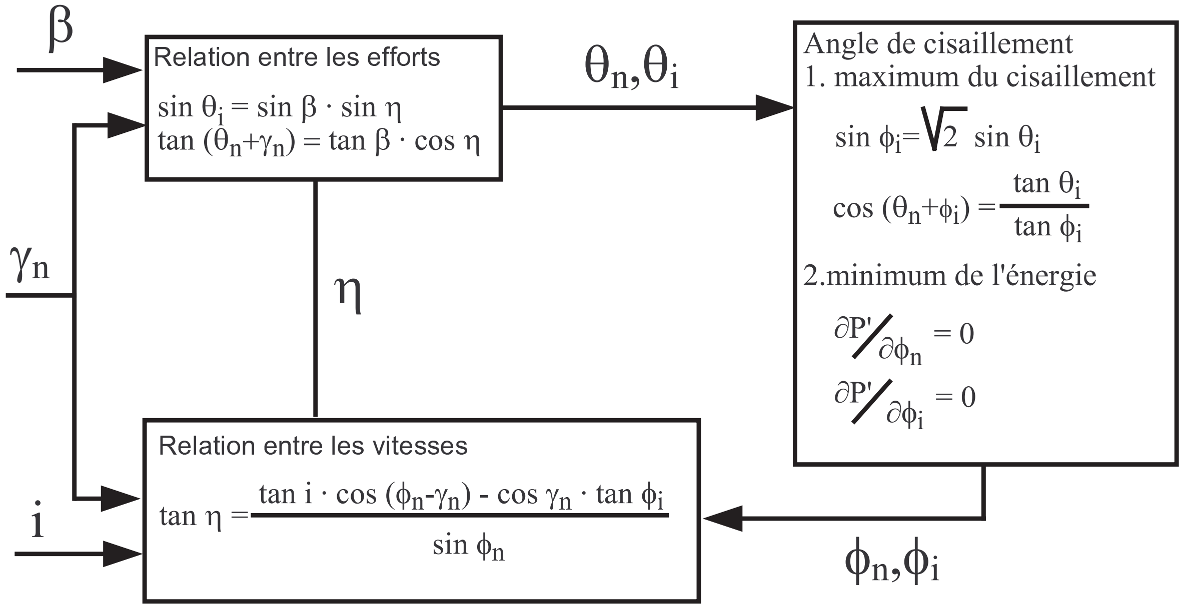

FIG. 9.8 – Schéma de l'algorithme de conversion orthogonal/oblique

9.3 Modèles mécanistes [7]

Les théories de la coupe orthogonale (§9.2.2) et de la coupe oblique (§9.2.3) permettent de calculer les efforts de coupe. De nombreux auteurs ont développé des relations permettant de modéliser les efforts engendrés par l'usinage à partir de paramètres macroscopiques.

9.3.1 Modèle linéaire

L'équation 9.4, présente une proportionnalité entre l'effort élémentaire de coupe et la section du copeau non déformé. Dans les années soixante, plusieurs auteurs utilisent ce premier modèle d'effort élémentaire en considèrant que les autres termes de la relation sont constants (par exemple [11] ou [70]).

En coupe oblique, on aura donc deux relations permettant de calculer les efforts dans la direction de la vitesse de coupe (indice t) et dans la direction perpendiculaire (indice r).

$$\begin{cases} dF_t = K_t \cdot h \cdot da \\ dF_r = K \cdot dF_t = K_r \cdot h \cdot da \end{cases} \tag{9.14}$$

da est la largeur de coupe élémentaire, h est l'épaisseur élémentaire du copeau non déformé.

Le paramètre K intervenant dans la deuxième relation est simplement la relation entre les efforts dans les deux directions, sa valeur avoisine 0,3.
Les paramètres K_t et K_r sont appelés «pressions spécifiques de coupe» (homogènes à une pression : $[N/m^2]$). Ce modèle considère que la pression spécifique de coupe est constante pour des conditions fixées et des matériaux (pièce et outil) donnés. Il n'existe malheureusement pas de modèle fiable permettant de relier cette pression spécifique à des paramètres intrinsèques des matériaux (module d'Young, dureté, résilience,...). Il est donc nécessaire de procéder à un recalage du modèle par rapport à un ensemble de mesures de l'effort de coupe. La valeur des pressions spécifiques de coupe doit être obtenue en effectuant une analyse statistique (régression linéaire) d'un ensemble d'essais de coupe pour différentes valeurs d'épaisseur de copeau et de largeur de passe.
Malgré son aspect empirique, ce modèle a l'avantage d'être extrêmement simple à implanter et permet d'avoir dans certains cas de figure une représentation correcte de la réalité.

9.3.2 Modèle exponentiel

La relation de proportionnalité entre l'effort et l'épaisseur du copeau ne se vérifie pas pour toutes les épaisseurs de copeau. Pour les épaisseurs faibles, il existe une valeur minimale h_{min} en dessous de laquelle l'usinage n'a pas lieu de manière satisfaisante. Il apparaît un «refus de coupe» de l'outil qui a tendance à écrouir la surface à usiner plutôt que d'enlever de la matière. Cela se traduit par une augmentation des pressions spécifiques de coupe (cf. figure 9.9). D'autre part pour des valeurs élevées de l'épaisseur du copeau, il existe une limite h_{max} à partir de laquelle les efforts spécifiques peuvent augmenter. Entre ces deux valeurs, la pression spécifique de coupe est relativement constante (cf. figure 9.9).

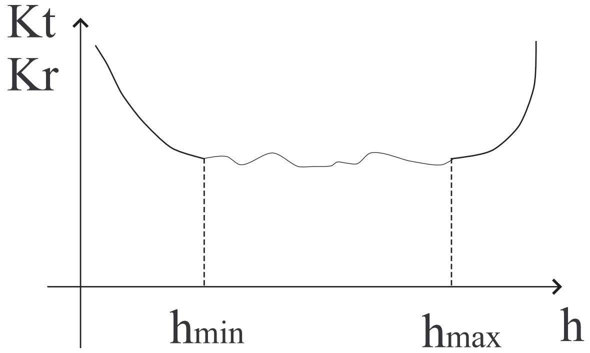

FIG. 9.9 – Evolution des pressions spécifiques de coupe avec l'épaisseur du copeau non déformé

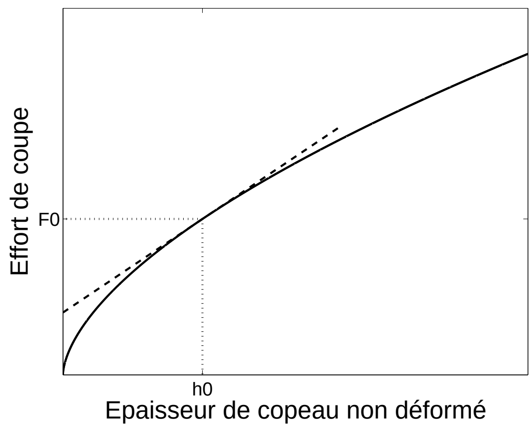

FIG. 9.10 – Variation de l'effort en fonction de l'épaisseur du copeau

Généralement, la limite h_{max} est rarement atteinte. Par contre il est fréquent de se trouver en dessous de la limite h_{min}. Certains auteurs [71] recommandent d'utiliser un modèle pour lequel l'effort varie proportionnellement à l'épaisseur du copeau élevé à une puissance inférieure à 1. Ceci a pour effet de rendre le coefficient de coupe variable en fonction de l'épaisseur du copeau et de rendre théoriquement ce coefficient infini pour une épaisseur tendant vers zéro.

$$dF = K \cdot h^{x_F} \cdot da \tag{9.15}$$

L'exposant x_F varie généralement entre 0,6 et 0,8. Ce modèle peut être linéarisé autour d'un point de fonctionnement h_0 avec une bonne précision :

$$\Delta dF = dF - dF(h_0) \approx \left(\frac{\partial dF}{\partial h}\right)_{h=h_0} \cdot \Delta h = K \cdot x_F \cdot h_0^{(x_F-1)} \cdot \Delta h \cdot da \tag{9.16}$$

La comparaison de l'évolution de l'effort en fonction de l'épaisseur du copeau et du modèle linéarisé est présentée en figure 9.10.

9.3.3 Modèles de correction de la pression spécifique de coupe

Une variante du modèle exponentiel est généralement reprise par les fabricants d'outils de coupe ([72],[73]) pour évaluer les efforts de coupe pour diverses opérations. La démarche retenue est d'employer un modèle linéaire (cf. équations 9.14) mais de calculer le coefficient de coupe pour chaque opération en corrigeant une valeur initiale (donnée pour un groupe de matériau donné) pour tenir compte de l'effet de l'épaisseur du copeau. La relation employée est la suivante :

$$K_c = k_{c1} \cdot h_m^{-m_c} \tag{9.17}$$

h_m est l'épaisseur moyenne du copeau calculée pour l'opération déterminée et m_c est un coefficient sans unité.

Ce modèle est employé pour avoir un ordre de grandeur des sollicitations de la machine lors de l'usinage et pour vérifier que la puissance de la machine sera suffisante pour réaliser l'opération demandée.

9.3.4 Modèles basés sur des régressions

Comme vu précédemment, le modèle linéaire ne permet pas de tenir compte des variations de la pression spécifique de coupe avec l'épaisseur du copeau. Pour améliorer le modèle exponentiel, Won-Soo [74] a étudié sur un ensemble d'essais de coupe l'évolution de la pression spécifique de coupe avec l'épaisseur du copeau. Il propose un modèle dérivé d'un modèle de Boltzmann :

$$\ln(K) = \frac{A_1 - A_2}{1 + e^{(h-x_0)/dx}} + A_2 \tag{9.18}$$

Les paramètres A_1, A_2, x_0 et dx doivent être obtenus par ajustement non linéaire.

Ce modèle permet d'obtenir des ajustements de grande qualité mais est assez lourd à manipuler.

9.3.5 Prise en compte du frottement

Les précédents modèles ne prenaient en compte que l'effort généré par le cisaillement dans la zone de cisaillement primaire. En toute généralité, le coefficient de coupe obtenu dans les modèles de coupe orthogonale est fonction de l'angle de cisaillement primaire, de la géométrie de l'outil et du frottement à l'interface copeau-outil. Une approche intéressante est de dissocier l'effet de la friction (proportionnelle à la largeur de coupe) des autres effets (proportionnels à la surface du copeau). La littérature ([53],[75]) reprend un modèle proposant d'ajouter un terme aux relations précédentes pour tenir compte du frottement du copeau sur la face de coupe près de la zone de cisaillement secondaire («edge force»). Le modèle est donné par les relations 9.19. La direction t est celle de $\vec{V_c}$; la direction r est perpendiculaire à $\vec{V_c}$, dans un plan contenant $\vec{V_c}$ et l'arête de coupe ; la direction a forme une base orthogonale avec t et r :

$$\begin{cases} dF_t = K_{te} \cdot dS + K_{tc} \cdot h \cdot db \\ dF_r = K_{re} \cdot dS + K_{rc} \cdot h \cdot db \\ dF_a = K_{ae} \cdot dS + K_{ac} \cdot h \cdot db \end{cases} \tag{9.19}$$

dS est la longueur locale de l'arête de coupe, h est l'épaisseur locale du copeau et db est la projection de dz sur la tangente locale à la fraise. Les coefficients K_{tc}, K_{rc}, K_{ac} sont les pressions spécifiques de coupe $[N/m^2]$. Les coefficients K_{te}, K_{re}, K_{ae} représentent l'effort de frottement par unité de longueur d'arête de coupe $[N/m]$.
Des essais de coupe orthogonale permettent de déterminer les paramètres K_{te}, K_{re}, K_{ae} ainsi que l'angle de frottement λ et la contrainte de cisaillement maximale admissible $\tau_{0.2}$. Les paramètres K_{tc}, K_{rc}, K_{ac} peuvent être obtenus en appliquant la transformation «orthogonale-oblique» présentée plus tôt. On obtient les expressions suivantes [75] :

$$\begin{cases} K_{tc} = \frac{\tau_{0.2}(\cos\theta_n + \tan\theta_i \tan i)}{[\cos(\theta_n+\phi_n)\cos\phi_i + \tan\theta_i \sin\phi_i]\sin\phi_n} \\ K_{rc} = \frac{\tau_{0.2}\sin\theta_n}{[\cos(\theta_n+\phi_n)\cos\phi_i + \tan\theta_i \sin\phi_i]\cos i \sin\phi_n} \\ K_{ac} = \frac{\tau_{0.2}(\tan\theta_i - \cos\theta_n \tan i)}{[\cos(\theta_n+\phi_n)\cos\phi_i + \tan\theta_i \sin\phi_i]\sin\phi_n} \end{cases} \tag{9.20}$$

Les angles $\theta_i, \theta_n, \phi_i, \phi_n\ et\ \eta$ sont obtenus selon l'algorithme proposé à la figure 9.8.
Ce modèle est fréquemment cité dans la littérature pour traiter des questions de stabilité et sa validité a souvent été vérifiée.

9.3.6 Refined orthogonal model

Ce modèle a été proposé par Balachandran [12]. Comme le modèle précédent, il prend en compte la force de frottement entre le copeau et la face de coupe de l'outil (modèle de Coulomb) mais il modélise également un amortissement inhérent au processus de coupe, proportionnel à la dérivée temporelle de l'épaisseur du copeau.

Les équations donnant les efforts normaux, de coupe et de frottement sont les suivantes :

$$\begin{cases} dF_c = k_t \cdot h \cdot \frac{dz}{\cos\eta} + c_p \cdot \dot{h} \cdot \frac{dz}{\cos\eta} \\ dF_n = k_n \cdot dF_c \\ dF_\mu = \mu\,[dF_c \cdot \cos\phi_n - dF_n \cdot \sin\phi_n] \end{cases} \tag{9.21}$$

k_t est la pression spécifique de coupe, k_n est un facteur de proportionnalité, c_p est le coefficient d'amortissement et μ est le coefficient de frottement.
Pour repasser en coordonnées radiales, tangentielles et axiales, on emploie l'angle η (angle entre l'arête de coupe et la vitesse de coupe cf. figure 9.11).

$$\begin{Bmatrix} \Delta F_r \\ \Delta F_t \\ \Delta F_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\eta & \sin\eta \\ 0 & -\sin\eta & \cos\eta \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta F_n \\ \Delta F_c \\ \Delta F_\mu \end{Bmatrix} \tag{9.22}$$

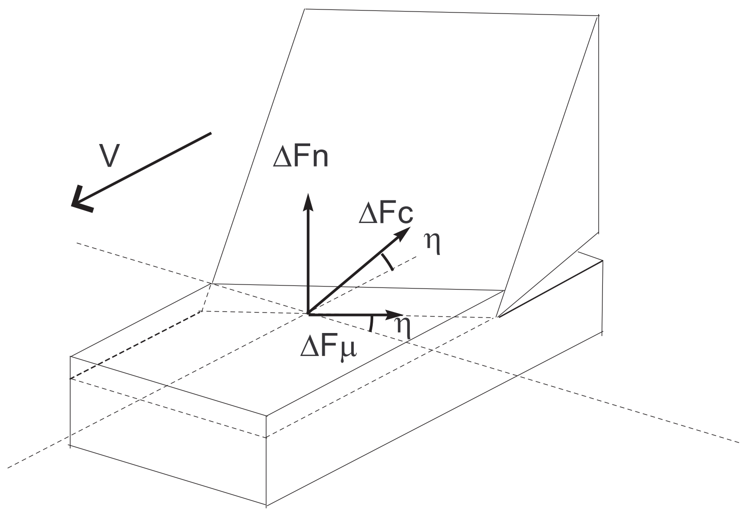

FIG. 9.11 – refined orthogonal model

Ce modèle présente un aspect pouvant influencer fortement la stabilité de la coupe, à savoir l'amortissement interne lié au processus de coupe. Malheureusement, il est très difficile de mesurer en pratique le terme c_p, ce qui rend l'emploi de ce modèle relativement ardu.

9.4 Intégration de l'effort

La modélisation est basée sur un double discrétisation : temporelle (on incrémente la rotation de la fraise par pas angulaire $d\theta = \omega \cdot dt$) et spatiale (la fraise est décomposée en un ensemble de tranches d'épaisseur dz selon la direction de son axe).
A chaque incrément de temps, on calcule la position de l'arête de coupe pour chacune des tranches. On calcule l'épaisseur du copeau, le rayon local de la fraise et l'angle κ (cf. figures 9.12 et 9.13) pour chaque arête de coupe et dans chaque tranche.

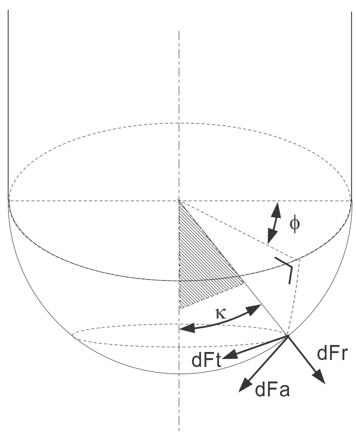

FIG. 9.12 – Efforts élémentaires

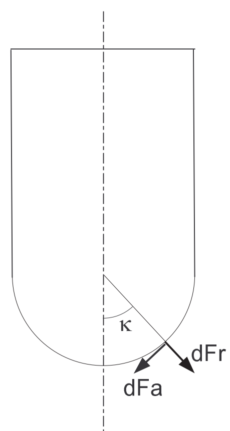

FIG. 9.13 – Vue de côté

On obtient les efforts élémentaires dF_t (direction de tangentielle), dF_r (normale locale) et dF_a en employant l'un des modèles exposés à la section 9.3. Pour obtenir les efforts élémentaires selon x, y et z, on projette simplement ces efforts dans un repère fixe x,y,z :

$$\begin{Bmatrix} dF_x \\ dF_y \\ dF_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin\phi\sin\kappa & -\cos\phi & -\sin\phi\cos\kappa \\ -\cos\phi\sin\kappa & \sin\phi & -\cos\phi\cos\kappa \\ -\cos\kappa & 0 & -\sin\kappa \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} dF_t \\ dF_r \\ dF_a \end{Bmatrix} \tag{9.23}$$

L'ensemble de ces contributions sont sommées pour obtenir l'effort total résultant.
Cette méthode permet de modéliser les efforts de coupe pour toutes les géométries de fraises. Les efforts calculés peuvent ensuite servir de base à des calculs de stabilité de la coupe.

9.5 Identification des pressions spécifiques de coupe

Comme indiqué précédemment, les pressions spécifiques de coupe sont difficiles à corréler avec des paramètres intrinsèques des matériaux (Module d'Young, limite de rupture ou résilience par exemple). Les modèles obtenus nécessitent la connaissance de paramètres difficiles à mesurer en pratique ([76], [77]). Il est donc nécessaire de développer des méthodes permettant de réaliser une bibliothèque de pressions spécifiques de coupe obtenues expérimentalement. Il est possible de créer de telles bibliothèques afin d'obtenir la relation réelle entre section du copeau et force de coupe [78] sans se baser sur un modèle. De telles bases de données ont néanmoins l'inconvénient d'une certaine lourdeur dans leur gestion.
Cette section est destinée à proposer un modèle permettant de retrouver les paramètres de deux modèles mécanistes couramment employés en simulation dynamique du procédé de fraisage. Les deux principaux types de capteurs permettant d'acquérir les efforts sont tout d'abord présentés. Deux méthodes issues de la littérature sont ensuite détaillées et complétées par le développement d'un nouvel algorithme d'identification.

9.5.1 Mesure des efforts de coupe

L'utilisation de capteurs d'efforts peut avoir plusieurs utilités :
– la mesure d'intensité pour évaluer les sollicitations sur la broche ou sur le clamage de la pièce ;
– la surveillance de l'usinage (détection automatique de l'usure ou du bris d'outil) ;
– la recherche du meilleur ajustement à un modèle pour la réalisation de simulations.
Les principaux capteurs d'efforts de coupe utilisent des céramiques piézoélectriques. La déformation de cristaux provoque une polarisation qui est employée pour mesurer les efforts de coupe. Deux types de capteurs ont été développés pour la mesure des efforts en fraisage : les capteurs fixes (tables de mesure) et les capteurs tournants.

Les capteurs fixes (figures 9.15 et 9.17) permettent de mesurer les efforts de coupe dans un repère fixe dans l'espace. Une à trois composantes (F_x, F_y et F_z) sont mesurables selon les modèles. Ce type de capteur peut être employé en tournage (interface entre le bâti et le porte-outil) ou en fraisage (interface entre la table de la machine et la pièce). Leur bande passante étant limitée, les mesures à grande vitesse nécessitent une correction dynamique [79].

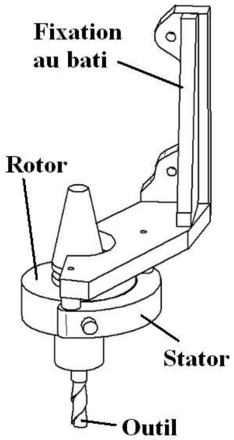

FIG. 9.14 – Schéma d'un dynamomètre rotatif

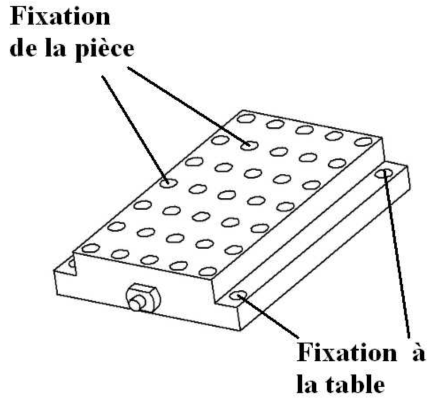

FIG. 9.15 – Schéma d'une plateforme de mesure

FIG. 9.16 – Dynamomètre rotatif

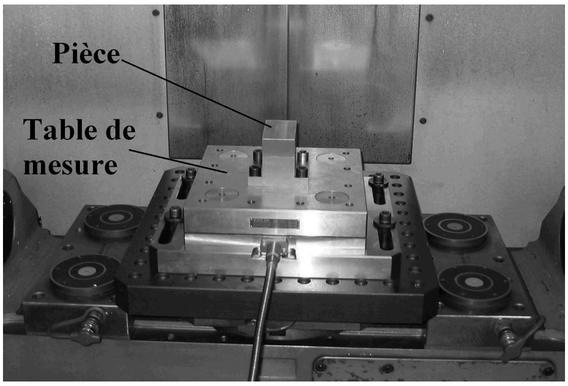

FIG. 9.17 – Plateforme de mesure

Les capteurs tournants (figures 9.14 et 9.16) se fixent directement sur la broche et servent de porte-outil. Une à quatre composantes peuvent être mesurées (couple à la broche, effort axial et deux efforts dans un plan perpendiculaire à l'axe de la broche). Le repère servant à la mesure de l'effort est attaché à l'outil (cf. figure 9.18), la mesure s'effectue donc dans un repère tournant. Le désavantage de ce type de capteur est qu'il modifie la dynamique de la machine et peut donc engendrer des effets parasites.

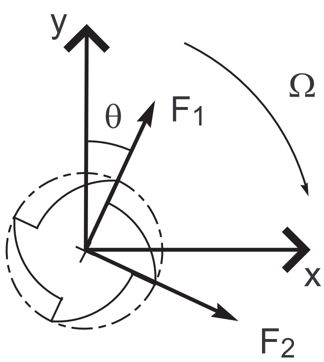

FIG. 9.18 – Direction des efforts dans le cas du dynamomètre rotatif

9.5.2 Identification des paramètres en tournage

Une façon plus simple de reproduire des conditions proches de la coupe orthogonale est d'usiner frontalement un tube de faible épaisseur sur un tour (cf. figure 9.19).

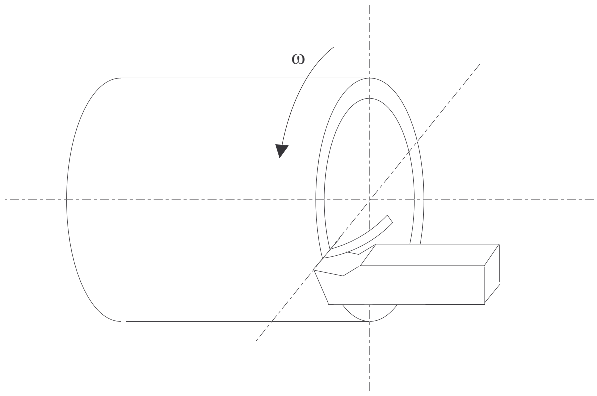

FIG. 9.19 – Reproduction des conditions de la coupe orthogonale

On mesure les efforts de coupe dans trois directions grâce à une plate-forme de mesure dynamométrique ; ces efforts sont théoriquement constants. Les trois efforts moyens sont ensuite calculés, et on peut démontrer qu'il existe une relation linéaire entre chaque effort et l'avance par tour. En effectuant une régression linéaire sur plusieurs mesures, il est possible d'obtenir les pressions spécifiques de coupe [75].

9.5.3 Identification des paramètres en fraisage

Une autre technique employée pour obtenir directement les paramètres de coupe en fraisage est de réaliser un essai de rainurage [75]. On peut démontrer que les valeurs moyennes des efforts par tour dans les trois directions valent respectivement :

$$\left\{\begin{array}{l} \overline{F_x} = -\frac{Na}{4}K_{tc}s_t - \frac{Na}{\pi}K_{te} \\ \overline{F_y} = \frac{Na}{4}K_{rc}s_t + \frac{Na}{\pi}K_{re} \\ \overline{F_z} = \frac{Na}{\pi}K_{ac}s_t - \frac{Na}{2}K_{ae} \end{array}\right. \tag{9.24}$$

Les paramètres a et s_t représentent la profondeur de passe axiale et l'avance par dent. En effectuant plusieurs essais en faisant varier l'avance, on peut, par régression linéaire obtenir les valeurs des coefficients K.

9.5.4 Recherche des coefficients de coupe par méthode inverse

Arraujo [80] propose une méthode basée sur le modèle d'efforts de coupe vu au point 9.3.5. Cette méthode consiste à effectuer une analyse inverse pour retrouver les coefficients de coupe à chaque pas de temps en inversant la matrice reliant les coefficients de coupe aux efforts de coupe. Les coefficients de coupe calculés correspondent à la moyenne des coefficients obtenus pour chaque pas de temps.

Cette méthode présente deux inconvénients majeurs :

– pour certains pas de temps, la matrice à inverser pour obtenir les coefficients de coupe est mal conditionnée (les termes de la matrice sont d'ordres de grandeur très différents, ce qui conduit à une perte de précision dans les résultats [81]) ;
– la méthode proposée ne fonctionne que pour les fraises cylindriques.

Une nouvelle méthode a été développée pour améliorer la prédiction. Elle se base sur une analyse par les moindres carrés avec la prise en compte de géométries plus complexes.

Pour rappel, le modèle retenu est basé sur la discrétisation de la fraise en un ensemble de disques d'épaisseur dz. Pour chacun de ces disques, on fait l'hypothèse qu'on est dans le cas de la coupe oblique.

Pour chaque disque et chaque arête de coupe, on calcule la position angulaire locale (découlant de trois facteurs : rotation de la fraise (ωt), de l'angle d'hélice ($\frac{2z\tan i}{D}$ dans le cas d'une fraise cylindrique, se référer à [53] pour les cas plus complexes) et du décalage de chaque dents ($\frac{2\pi}{N}$). Si la dent est en prise (c'est à dire si ϕ est compris entre l'angle d'entrée et l'angle de sortie de la matière), l'épaisseur du copeau est obtenue par la formule classique :

$$h_{cop} = s_t \cdot \sin\phi \cdot \sin\kappa \tag{9.25}$$

Le système d'équations 9.19 peut être mis sous forme matricielle :

$$\left\{ \begin{array}{c} dF_t \\ dF_r \\ dF_a \end{array} \right\} = \overbrace{\left[\begin{array}{cccccc} h \cdot db & 0 & 0 & dS & 0 & 0 \\ 0 & h \cdot db & 0 & 0 & dS & 0 \\ 0 & 0 & h \cdot db & 0 & 0 & dS \end{array} \right]}^{[A]} \cdot \overbrace{\left\{ \begin{array}{c} K_{tc} \\ K_{rc} \\ K_{ac} \\ K_{te} \\ K_{re} \\ K_{ae} \end{array} \right\}}^{\{K\}} \tag{9.26}$$

Si le modèle linéaire (cf. relations 9.14) est pris en compte, il n'y a que trois inconnues à extraire. La matrices $[A]$ et le vecteur $\{K\}$ sont de la forme suivante :

$$[A] = \left[\begin{array}{ccc} h \cdot db & 0 & 0 \\ 0 & h \cdot db & 0 \\ 0 & 0 & h \cdot db \end{array} \right] \quad \{K\} = \left\{ \begin{array}{c} K_t \\ K_r \\ K_a \end{array} \right\} \tag{9.27}$$

Ces efforts élémentaires sont ensuite projetés dans le repère attaché au capteur de mesure. Pour un capteur fixe, le repère est fixe dans l'espace xyz. Pour le capteur tournant, le repère est attaché à l'outil, il faut donc prendre en compte la rotation de la broche dans la projection.

$$\left\{ \begin{array}{c} dF_x \\ dF_y \\ dF_z \end{array} \right\} = \overbrace{\left[\begin{array}{ccc} -\cos\phi & -\sin\phi \cdot \sin\kappa & -\sin\phi \cdot \cos\kappa \\ \sin\phi & -\cos\phi \cdot \sin\kappa & -\cos\phi \cdot \cos\kappa \\ 0 & -\cos\kappa & -\sin\kappa \end{array} \right]}^{[B]} \cdot \left\{ \begin{array}{c} dF_t \\ dF_r \\ dF_a \end{array} \right\} \tag{9.28}$$

Pour chaque pas de temps, on peut donc considérer qu'une relation matricielle lie les efforts aux coefficients de coupe :

$$\left\{ \begin{array}{c} F_x \\ F_y \\ F_z \end{array} \right\} = \sum_{i=1}^{nd} \sum_{j=1}^{nt} \left\{ \begin{array}{c} dF_x(i,j) \\ dF_y(i,j) \\ dF_z(i,j) \end{array} \right\} = \overbrace{\left(\sum_{i=1}^{nd} \sum_{j=1}^{nt} [B] \cdot [A] \right)}^{[C]} \cdot \{K\} \tag{9.29}$$

La matrice C est la matrice liant les coefficients de coupe aux efforts de coupe. Il s'agit d'une matrice 3x6. Si on dispose de l'enregistrement des efforts de coupe et de la géométrie de la fraise ayant réalisé l'opération, il est possible d'obtenir les coefficients de coupe. Pour chaque point du signal, on peut calculer la matrice $\left[C^k\right]$ (k est l'indice représentant le nombre de pas de temps). On réalise ensuite l'assemblage de cette sous-matrice avec les matrices précédentes comme présenté ci-dessous pour le cas du modèle à six coefficients (la transposition est évidente pour le modèle linéaire) :

$$\overbrace{\begin{Bmatrix} \boxed{\begin{matrix} F_x^1 \\ F_y^1 \\ F_z^1 \end{matrix}} \\ \boxed{\begin{matrix} F_x^2 \\ F_y^2 \\ F_z^2 \end{matrix}} \\ \vdots \end{Bmatrix}}^{[F]} = \overbrace{\begin{bmatrix} \boxed{\begin{matrix} c_{11}^1 & c_{12}^1 & c_{13}^1 & c_{14}^1 & c_{15}^1 & c_{16}^1 \\ c_{21}^1 & c_{22}^1 & c_{23}^1 & c_{24}^1 & c_{25}^1 & c_{26}^1 \\ c_{31}^1 & c_{32}^1 & c_{33}^1 & c_{34}^1 & c_{35}^1 & c_{36}^1 \end{matrix}} \\ \boxed{\begin{matrix} c_{11}^2 & c_{12}^2 & c_{13}^2 & c_{14}^2 & c_{15}^2 & c_{16}^2 \\ c_{21}^2 & c_{22}^2 & c_{23}^2 & c_{24}^2 & c_{25}^2 & c_{26}^2 \\ c_{31}^2 & c_{32}^2 & c_{33}^2 & c_{34}^2 & c_{35}^2 & c_{36}^2 \end{matrix}} \\ \begin{matrix} \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{matrix} \end{bmatrix}}^{[D]} \cdot \begin{Bmatrix} K_{tc} \\ K_{rc} \\ K_{ac} \\ K_{te} \\ K_{re} \\ K_{ae} \end{Bmatrix} \tag{9.30}$$

Après assemblage de l'ensemble des matrices, les coefficients de coupe sont obtenus en calculant la meilleure solution, au sens des moindres carrés. Pour rappel la formule employée est la suivante :

$$[K] = \left([D]^T [D]\right)^{-1} \cdot \left([D]^T [F]\right) \tag{9.31}$$

Avec $[K]$ la matrice des coefficients de coupe, $[D]$, la matrice résultant de l'assemblage des matrices $[C]$ et $[F]$ le vecteur assemblé des efforts de coupe.

9.5.5 Recherche du décalage initial optimal

Pour appliquer cette méthode de recherche des coefficients de coupe, nous avons fait l'hypothèse que l'origine des angles mesurés correspondait au temps initial du signal mesuré. Cette condition est facilement réalisable lors de l'utilisation de cette méthode sur un signal simulé (un exemple est présenté au §12.5 du chapitre de validation), mais elle est plus difficile à remplir en pratique. La qualité de l'ajustement sera influencée par la précision avec laquelle le décalage initial est estimé. Les coefficients obtenus peuvent être très éloignés de la réalité si l'écart est trop important. Nous avons développé une solution qui permet de s'affranchir de la nécessité de mesurer cette valeur.

Le principe de la méthode se base sur une procédure d'optimisation. L'hypothèse de base est d'estimer qu'autour de la valeur idéale de l'écart, plus le décalage angulaire sera grand, moins les coefficients seront précis. En se fixant un critère d'erreur entre la mesure et la simulation, le décalage idéal sera celui pour lequel l'erreur sera la plus faible.

Le critère de précision retenu est l'erreur quadratique entre le signal mesuré et le signal recalculé. Cette erreur quadratique peut être définie comme suit :

$$Erreur = \sum_t Erreur_t = \sum_t \frac{\sqrt{\sum_{i=0}^{npoints} \left[\left(F^i_{t,calc} - F^i_{t,mes}\right) \cdot \Delta\theta\right]^2}}{\theta_{deb} - \theta fin} \quad t = x, y, z \tag{9.32}$$

avec F_{calc} l'effort calculé et F_{mes} l'effort donné (ou mesuré).
La procédure d'identification consiste à réaliser l'ajustement sur un échantillon d'efforts de coupe donné en faisant varier la position angulaire initiale.
la recherche du minimum de l'erreur permet de déduire le décalage idéal.

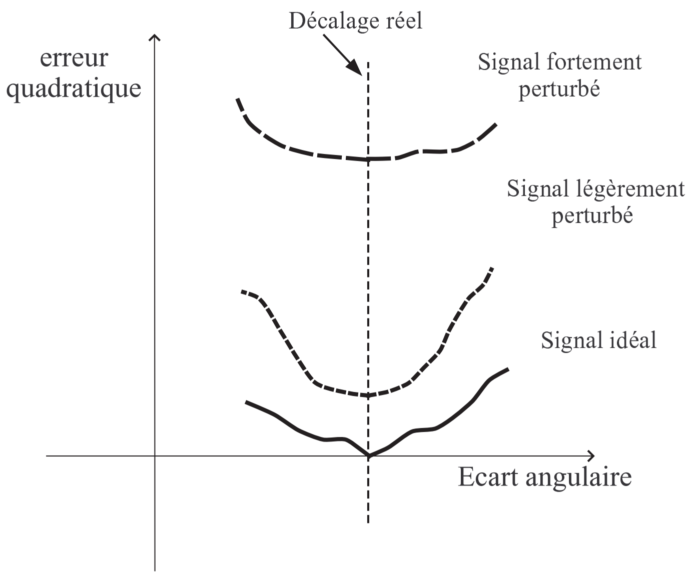

FIG. 9.20 – Evolution de l'écart quadratique moyen en fonction du décalage angulaire

Nous avons testé nos hypothéses sur des signaux simulés «idéaux» et perturbés par un bruit blanc (cf. §12.5). Nous avons constaté que l'évolution de l'écart quadratique en fonction du décalage angulaire évolue comme la figure 9.20. Le minimum de l'erreur correspond bien à la position angulaire idéale (en réalité, sur un tour d'outil, il y aura un minimum absolu par dent) ce qui confirme l'efficacité de l'algorithme. On remarque également que le minimum est d'autant plus marqué que la perturbation est faible.
La recherche du minimum s'effectue en pratique en réalisant plusieurs analyses avec un décalage compris entre zéro degrés et l'angle entre deux dents. L'angle pour lequel l'erreur est minimale correspond au décalage idéal.
Dans un cas pratique, cette méthode peut être employée pour rechercher le décalage angulaire réel de manière assez simple. L'évolution de l'erreur quadratique et la possibilité de détecter un minimum ont pu être constatées expérimentalement (cf §13.3.2).

9.6 Conclusion

La modélisation des efforts de coupe est une des étapes déterminantes de la simulation dynamique du fraisage. De la précision du modèle employé dépendra la qualité des résultats de la simulation. Plusieurs méthodes de modélisation sont recensées dans la littérature. Celles-ci vont du plus simple (effort proportionnel à la profondeur de passe) à des modèles plus complexes (prise en compte d'un coefficient de frottement copeau-outil , modélisation d'un amortissement de la coupe,...).
Toutes ces méthodes ont en commun la nécessité de connaître des paramètres de coupe qui sont spécifiques à un matériau donné (et plus généralement au couple outil-matériau, à la vitesse de coupe, aux conditions de lubrification,...). Ces coefficients ne peuvent être tabulés pour l'ensemble des cas existants car ils dépendent de nombreux facteurs d'influence. La modélisation de ces paramètres en les corrélant à des données intrinsèques du matériau facilement accessibles (limite élastique, résistance à la rupture, module d'Young,...) est peu exploitée dans la littérature. C'est pourquoi il est nécessaire de rechercher des méthodes relativement simples permettant d'obtenir les paramètres adéquats à introduire dans un modèle.
Un algorithme général a été développé pour obtenir les paramètres de coupe à partir d'un enregistrement d'efforts produits par l'usinage.

Chapitre 10

Modélisation de la dynamique des phénomènes

10.1 Introduction

La modélisation dynamique est l'étape permettant de simuler le comportement global du système (machine, broche, porte-outil,...). Cette modélisation peut reposer sur une étude théorique (analyse par méthode aux éléments finis par exemple) ou expérimentale (domaine de l'analyse modale expérimentale). Elle rencontre dans le cadre des machines-outils un certain nombre de difficultés pratiques :
- la tendance générale est à la réalisation de structures rigides ayant des fréquences propres assez élevées pouvant être délicates à relever ;
- les jeux présents dans la structure et les contacts aux interfaces (outil, porte outil) rendent le comportement non linéaire ;
- la grande variété d'outils employés (diamètre et longueur) modifie la dynamique de l'ensemble broche/porte-outil/outil .

Ce chapitre a pour objet de présenter la modélisation des phénomènes intervenant dans la simulation dynamique de l'usinage. La première partie est consacrée à un modèle simplifié à un degré de liberté et à son intégration numérique. La généralisation aux systèmes à plusieurs degrés de liberté et la particularisation de l'intégration au cas d'une broche de machine-outil est ensuite développée. Les méthodes de modélisation mixte (numérique et expérimentale) particulièrement adaptées à la modélisation dynamique des machines-outils sont ensuite abordées.

10.2 Modélisation d'un système à un degré de liberté

Le modèle le plus simple d'un système dynamique repose sur un modèle masse-ressort-amortisseur (cf. figure 10.1). L'équation différentielle de base modélisant un tel système est :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \tag{10.1}$$

La masse m modélise les effets d'inertie ; l'amortissement c représente la dissipation visqueuse (proportionnelle à la vitesse) et la raideur k modélise les effets élastiques. Un tel système est caractérisé par une fréquence propre $f = \omega_0/2\pi = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}}$ et un amortissement réduit $\xi = \frac{c}{2m\omega_0}$.

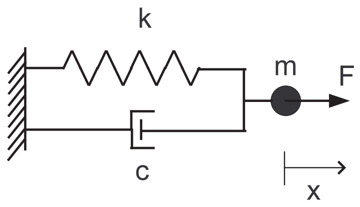

FIG. 10.1 – Représentation schématique d'un système à un degré de liberté

Ce type de modèle permet de représenter plus ou moins fidèlement le comportement dynamique d'une structure. Il est d'autant plus fiable que la contribution du mode principal est dominante par rapport aux autres modes du système.
La fonction de transfert d'un système à un degré de liberté est définie par :

$$H(\omega) = \frac{1/m}{\omega_0^2 - \omega^2 + 2j\xi\omega_0\omega} \tag{10.2}$$

A basse fréquence, le système réagit comme une raideur (H tend vers 1/k si ω tend vers 0 cf. figure 10.2). La réponse du système a une réponse maximale lorsqu'il est excité à sa fréquence de résonance ($f_{res} = \frac{1}{2\pi}\omega_0\sqrt{1-\xi^2} \approx \frac{1}{2\pi}\omega_0$ pour les structures faiblement amorties).

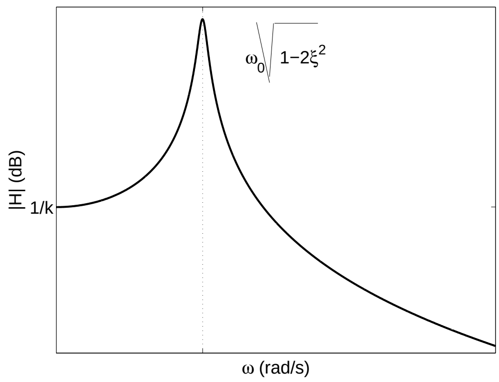

FIG. 10.2 – Fonction de transfert d'un système à un degré de liberté

10.2.1 Intégration numérique de l'équation dynamique

Comme indiqué aux chapitres précédents, notre simulateur se base sur une discrétisation du temps de simulation en incréments de temps élémentaires h (pas de temps). La modélisation de la surface et de l'effort conduisent à obtenir pour chaque pas de temps la valeur de l'effort de coupe. Cet effort va exciter le système dynamique qui va réagir en subissant un déplacement. Ce déplacement est obtenu en intégrant numériquement l'équation dynamique du système.
Dans le cadre de notre simulateur de fraisage, le schéma de Newmark est employé [82]. Pour un système à un degré de liberté, il est nécessaire de calculer l'évolution du paramètre de configuration q (représentant le déplacement selon x ou y) du pas de temps t au pas de temps suivant (instant t+h). Cette évolution est réalisée en couplant à l'équation dynamique générale 10.1 les relations suivantes :

$$q^{t+h} = q^t + h\dot{q}^t + (0,5-\beta)\, h^2\ddot{q}^t + \beta h^2\ddot{q}^{t+h} \tag{10.3}$$

$$\dot{q}^{t+h} = \dot{q}^t + (1-\gamma)\, h\ddot{q}^t + \gamma h\ddot{q}^{t+h} \tag{10.4}$$

La résolution du système d'équations 10.1, 10.3 et 10.4 possédant trois inconnues (q^{t+h}, $\dot{q}^{t+h}$ et $\ddot{q}^{t+h}$) permet d'obtenir l'évolution des positions, vitesses et accélérations au cours du temps.
Les paramètres de l'intégration sont classiquement choisis pour considérer une accélération moyenne entre les pas de temps t et t+h. Ceci conduit aux valeurs suivantes : $\beta = 0,25$ et $\gamma = 0,5$. Dans ce cas de figure, on peut montrer que la méthode de Newmark est inconditionnellement stable si le système est linéaire (l'intégration numérique est stable quelle que soit la valeur du pas de temps). Les domaines de stabilité du schéma d'intégration numérique sont présentés sur la figure 10.3.

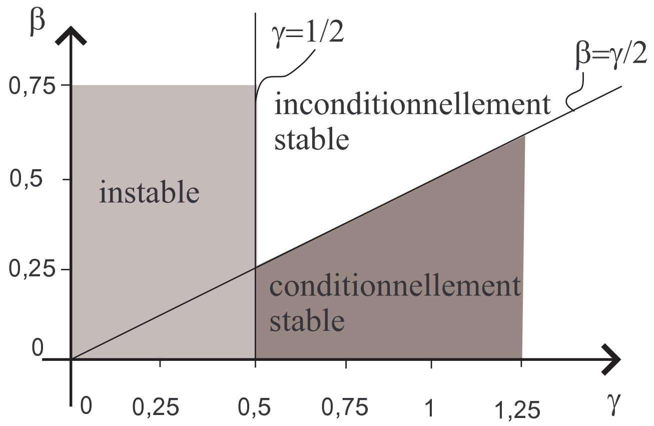

FIG. 10.3 – Domaines de stabilité de la méthode de Newmark [83]

Pour éviter d'avoir une inversion matricielle pour chaque pas de temps (et donc accélérer le calcul global), le système formé des deux relations précédentes et de l'équation dynamique 10.1 est résolu analytiquement pour calculer l'accélération au temps t+h :

$$\ddot{q}^{t+h} = \frac{F^{t+h} - c\left(\dot{q}^t + (1-\gamma)\, h\ddot{q}^t\right) - k\left(q^t + h\dot{q}^t + (0,5-\beta)\, h^2\ddot{q}^t\right)}{m + c\gamma h + k\beta h^2} \tag{10.5}$$

Les relations 10.3 et 10.4 permettent ensuite de retrouver les déplacements et vitesses au temps t+h.
Le pas de temps optimal pour l'intégration du système se base sur le minimum entre deux critères :
- pas de temps suffisamment petit par rapport à la plus petite période propre du système ;
- nombre de points par tour suffisant pour reproduire correctement la géométrie de la pièce usinée.

Ce dernier critère géométrique impose en pratique un pas de temps relativement faible, si bien que le schéma d'intégration implicite de Newmark s'avère tout à fait satisfaisant dans sa formulation standard.

10.3 Système non amorti à plusieurs degrés de liberté

Dans la pratique, la fonction de transfert d'une structure est généralement constituée d'un ensemble de modes propres. Cette partie présente les bases de la modélisation d'un système à plusieurs modes dominants non amortis. Elle sera par la suite étendue aux structures amorties.

10.3.1 Décomposition selon une base modale

L'étude d'un système à plusieurs degrés de liberté peut être simplifiée en l'étudiant dans une base modale. Soit l'équation générale du système dynamique du second ordre non amorti :

$$[M]\left\{\ddot{\vec{q}}\right\} + [K]\left\{\vec{q}\right\} = \left\{\vec{F}\right\} \tag{10.6}$$

$[M]$ est la matrice masse du système (inertie), $[K]$ est la matrice de rigidité du système (élasticité) et $\{\vec{q}\}$ est le vecteur des paramètres de configuration. On peut considérer que le mouvement résulte de la superposition des mouvements de l'ensemble des modes propres du système. Cette opération est appelée décomposition selon la base modale. Si $[\Phi]$ est une matrice dont chaque colonne contient les vecteurs propres du système, on peut écrire cette décomposition selon la relation :

$$\{\vec{q}\} = [\Phi]\{\vec{c}\} \tag{10.7}$$

Comme les vecteurs propres ne dépendent pas du temps, on peut écrire :

$$\left\{\ddot{\vec{q}}\right\} = [\Phi]\left\{\ddot{\vec{c}}\right\} \tag{10.8}$$

En introduisant ces relations dans l'équation générale 10.6 et en multipliant les deux membres par la transposée de la matrice $[\Phi]$, on obtient la relation générale suivante :

$$[\Phi]^T [M] [\Phi]\left\{\ddot{\vec{c}}\right\} + [\Phi]^T [K] [\Phi]\{\vec{c}\} = [\Phi]^T\left\{\vec{F}\right\} \tag{10.9}$$

Les propriétés d'orthogonalité des vecteurs propres font que le système précédent est découplé. En effet :

$$\begin{aligned}
&\left\{\vec{\Psi}_k\right\}^T [M]\left\{\vec{\Psi}_k\right\} \equiv m_k\\
&\left\{\vec{\Psi}_k\right\}^T [M]\left\{\vec{\Psi}_{k'}\right\} \equiv 0\\
&\left\{\vec{\Psi}_k\right\}^T [K]\left\{\vec{\Psi}_k\right\} \equiv k_k\\
&\left\{\vec{\Psi}_k\right\}^T [K]\left\{\vec{\Psi}_{k'}\right\} \equiv 0
\end{aligned} \tag{10.10}$$

On se trouve donc avec un système de n équations à un degré de liberté à résoudre :

$$\begin{cases}
m_1\ddot{c}_1 + k_1 c_1 = \left\{\vec{\Psi}_1\right\}^T\left\{\vec{f}\right\}\\
\vdots\\
m_n\ddot{c}_n + k_n c_n = \left\{\vec{\Psi}_n\right\}^T\left\{\vec{f}\right\}
\end{cases} \tag{10.11}$$

en divisant les termes par la masse modale m_k et en posant $\omega_k = \sqrt{\frac{k_k}{m_k}}$, on obtient le système suivant :

$$\begin{cases} \ddot{c_1} + \omega_1^2 c_1 = \frac{1}{m_1} \left\{ \vec{\Psi}_1 \right\}^T \left\{ \vec{f} \right\} \\ \vdots \\ \ddot{c_n} + \omega_n^2 c_n = \frac{1}{m_n} \left\{ \vec{\Psi}_n \right\}^T \left\{ \vec{f} \right\} \end{cases} \tag{10.12}$$

Le retour dans l'espace des paramètres de configuration s'effectue en projetant les résultats grâce à la relation 10.7.

10.4 Système à amortissement proportionnel

On parle d'amortissement proportionnel si la matrice d'amortissement peut être exprimée comme une combinaison linéaire des matrices de masse et de raideur :

$$[C] = \epsilon [M] + \nu [K] \tag{10.13}$$

Cette hypothèse est vraie en pratique pour les structures faiblement amorties.

10.4.1 Décomposition selon une base modale

L'équation générale d'un tel système voit apparaître un terme supplémentaire représentant l'amortissement :

$$[M] \left\{ \ddot{\vec{q}} \right\} + [C] \left\{ \dot{\vec{q}} \right\} + [K] \{\vec{q}\} = \left\{ \vec{F} \right\} \tag{10.14}$$

En multipliant les deux membres par la transposée de la matrice $[\Phi]$, on obtient la relation générale analogue à l'équation 10.6 :

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] \left\{ \ddot{\vec{c}} \right\} + [\Phi]^T [C] [\Phi] \left\{ \dot{\vec{c}} \right\} + [\Phi]^T [K] [\Phi] \{\vec{c}\} = [\Phi]^T \left\{ \vec{F} \right\} \tag{10.15}$$

Les propriétés d'orthogonalité des vecteurs propres couplées à l'amortissement proportionnel font que le système précédent peut également être découplé. En effet, on peut écrire successivement :

$$[\Phi]^T [C] [\Phi] = \epsilon [\Phi]^T [K] [\Phi] + \nu [\Phi]^T [M] [\Phi] \tag{10.16}$$

La matrice d'amortissement est donc également transformée en une matrice diagonale. Les termes diagonaux valant $\nu + \epsilon\omega^2$. Nous avons de nouveau un système de n équations à un degré de liberté à résoudre :

$$\begin{cases} \ddot{c_1} + 2\xi_1\omega_1\dot{c_1} + \omega_1^2 c_1 = \frac{1}{m_1} \left\{ \vec{\Psi}_1 \right\}^T \left\{ \vec{f} \right\} \\ \vdots \\ \ddot{c_n} + 2\xi_n\omega_n\dot{c_n} + \omega_n^2 c_n = \frac{1}{m_n} \left\{ \vec{\Psi}_n \right\}^T \left\{ \vec{f} \right\} \end{cases} \tag{10.17}$$

Pour chaque mode, le degré d'amortissement réduit peut être exprimé par la relation suivante :

$$\xi_k = \frac{\nu}{2\omega_k} + \frac{\epsilon\omega_k}{2} \tag{10.18}$$

10.4.2 Intégration numérique - particularisation à une broche

Dans le cas de la modélisation du fraisage, on identifie la transmittance isochrone en bout d'outil H_{nn} (effort F appliqué en bout d'outil / déplacement en bout d'outil cf. figure 10.4).

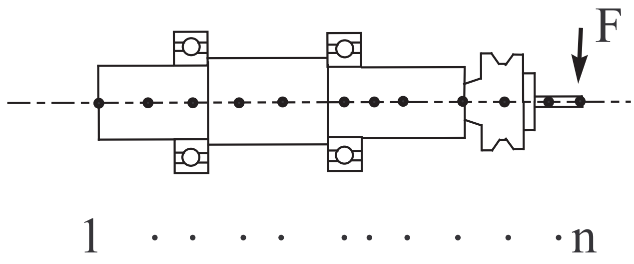

FIG. 10.4 – Modélisation de la dynamique de la broche

La fonction de transfert d'un système à n degrés de liberté entre une excitation au point i et une réponse au point j peut être modélisée par la forme suivante :

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{k=1}^{n} \frac{B_{ijk}}{\omega_k^2 - \omega^2 + 2j\xi_k\omega_k\omega} \tag{10.19}$$

Les méthodes d'analyse modale expérimentale permettent d'identifier les paramètres ω_k, ξ_k et B_{ijk}. On peut démontrer que dans le cas d'un amortissement proportionnel, les termes B_{ijk} sont identiques au cas du système non amorti et peuvent être exprimés en fonction des vecteurs propres selon la relation suivante :

$$[B_k] = \frac{1}{m_k} \begin{bmatrix} \Psi_k^{(1)} \\ \vdots \\ \Psi_k^{(n)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi_k^{(1)} & \dots & \Psi_k^{(n)} \end{bmatrix} = \frac{1}{m_k} \begin{bmatrix} \Psi_k^{(1)}\Psi_k^{(1)} & \dots & \Psi_k^{(1)}\Psi_k^{(n)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \Psi_k^{(n)}\Psi_k^{(n)} & \dots & \Psi_k^{(n)}\Psi_k^{(n)} \end{bmatrix} \tag{10.20}$$

Dans notre cas, le résidu correspond à B_{nnk}, qui peut être exprimé (selon la relation 10.20) par :

$$B_{nnk} = \frac{1}{m_k}\Psi_k^{(n)}\Psi_k^{(n)} \tag{10.21}$$

La racine carrée du résidu B_{nnk} est donc proportionnelle à la composante du mode propre, au facteur $1/\sqrt{m_k}$ près.
Les relations vues au chapitre précédent peuvent être reprises, en particularisant le vecteur d'efforts :

$$\left\{\vec{f}\right\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \vdots \\ F \end{Bmatrix} \tag{10.22}$$

Le déplacement étudié concerne le point n, c'est-à-dire le bout de l'outil.

Le système global peut être décomposé selon la relation 10.12. Etant donné la forme particulière du vecteur d'effort, ces relations se réduisent à :

$$\begin{array}{l} \ddot{c_1} + 2\xi_1\omega_1\dot{(c)}_1 + \omega_1^2 c_1 = \frac{1}{m_1}\Psi_1^{(n)}F \\ \vdots \\ \ddot{c_n} + 2\xi_n\omega_n\dot{(c)}_n + \omega_n^2 c_n = \frac{1}{m_k}\Psi_n^{(n)}F \end{array} \tag{10.23}$$

Ces n systèmes d'équations peuvent être intégrés numériquement un par un avec le schéma de Newmark (cf. §10.2.1). Le retour dans l'espace physique s'effectue en employant la relation de base 10.7. Comme nous ne nous intéressons qu'à la composante de déplacement en bout d'outil, les informations tirées de l'analyse modale de la fonction de transfert en bout d'outil sont suffisantes :

$$\{\vec{q}\} = [\Phi]\{\vec{c}\} \Rightarrow x_n = \sum_i \Psi_i^{(n)} c_i \tag{10.24}$$

10.5 Systèmes à amortissement non proportionnel

Dans le cas général d'un amortissement quelconque, la décomposition modale vue précédemment ne conduit plus à un système diagonalisé et la méthode d'analyse doit être adaptée.

10.5.1 Réduction au premier ordre

L'étude du système se base sur une réduction au premier ordre par la méthode de Duncan [83]. On pose le vecteur d'état y comme la réunion des vecteurs position et vitesse :

$$\{\vec{y}\} = \left\{ \begin{array}{c} \{\vec{x}\} \\ \left\{\dot{\vec{x}}\right\} \end{array} \right\} \tag{10.25}$$

Le système général de n équations du second ordre en x peut être réduit à 2n équations du premier ordre en y :

$$\left[\begin{array}{cc} [C] & [M] \\ [M] & [0] \end{array} \right] \left\{\dot{\vec{y}}\right\} + \left[\begin{array}{cc} [K] & [0] \\ [0] & -[M] \end{array} \right] \{\vec{y}\} = \left\{ \begin{array}{c} \left\{\vec{f}\right\} \\ \left\{\vec{0}\right\} \end{array} \right\} \tag{10.26}$$

Si on pose une solution de la forme :

$$\{\vec{y}\} = \left\{\vec{Y}\right\} e^{\lambda t} \tag{10.27}$$

le système général aura une solution non triviale si $det\left(\lambda\,[A] + [B]\right) = 0$. Dans le cas général, on aura 2n valeurs propres se présentant en n paires de valeurs complexes conjuguées et 2n vecteurs propres (eux aussi en paires conjuguées) de la forme générale :

$$\left\{ \begin{array}{c} \{\vec{q}_k\} \\ \lambda_k\{\vec{q}_k\} \end{array} \right\} \tag{10.28}$$

On peut démontrer que les vecteurs propres sont orthogonaux aux matrices A et B. On a donc les relations suivantes :

$$[\Phi]^T [A] [\Phi] = \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & a_k & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \tag{10.29}$$

$$[\Phi]^T [B] [\Phi] = \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & b_k & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \tag{10.30}$$

On peut donc étudier le système selon les coordonnées modales z telles que :

$$\{y\} = [\Phi] \{z\} \tag{10.31}$$

Le système général devient donc, après multiplication par le facteur $[\Phi]^T$:

$$[\Phi]^T [A] [\Phi] \left\{\dot{\vec{y}}\right\} + [\Phi]^T [B] [\Phi] \{\vec{y}\} = [\Phi]^T \left\{ \begin{array}{c} \left\{\vec{f}\right\} \\ \left\{\vec{0}\right\} \end{array} \right\} \tag{10.32}$$

Ce système se découple donc en 2n équations du premier ordre de la forme :

$$a_k \dot{z}_k + b_k z_k = \{\vec{q}_k\}^T \left\{\vec{f}\right\} \tag{10.33}$$

Ou, en divisant les deux membres par a_k :

$$\dot{z}_k - \lambda_k z_k = \frac{\{\vec{q}_k\}^T}{a_k} \left\{\vec{f}\right\} \tag{10.34}$$

Le retour dans l'espace physique s'effectue en projetant les résultats via la relation 10.31.

10.5.2 Intégration numérique d'un système à amortissement quelconque

Dans le cas général, on peut exprimer la fonction de transfert en terme de résidus complexes :

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{k=1}^{N} \frac{r_{ijk}}{j\omega - \lambda_k} + \frac{r^*_{ijk}}{j\omega - \lambda^*_k} \tag{10.35}$$

On peut démontrer que la matrice R_k contenant les résidus complexes est composée des termes suivants :

$$[R_k]_{i,j} = \frac{\{\vec{q}_k\} \{\vec{q}_k\}^T}{a_k} \tag{10.36}$$

Les valeurs propres complexes $\lambda_k = \alpha_k + j\omega_k$ peuvent être reliées aux caractéristiques modales de pulsation propre et de degré d'amortissement réduit par les relations suivantes :

$$\omega_{0k} = \sqrt{\alpha_k^2 + \omega_k^2} \tag{10.37}$$

$$\xi_k = -\frac{\alpha_k}{\sqrt{\alpha_k^2 + \omega_k^2}} \tag{10.38}$$

Lors d'une analyse modale, il est possible de retrouver les paramètres modaux λ_k, et les résidus r_{ijk}. Dans notre cas, le résidu correspond à r_{nnk}, qui peut être exprimé (selon la relation 10.36) par :

$$r_{nnk} = \frac{1}{a_k} q_k^{(n)} q_k^{(n)} \tag{10.39}$$

La racine carrée du résidu permet donc de retrouver la forme du mode à une constante multiplicative près.
Dans notre cas d'étude, le vecteur d'efforts généralisés se réduit à la forme suivante :

$$\left\{\vec{f}\right\} = \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ \vdots \\ F \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{array} \right\} \tag{10.40}$$

Le déplacement étudié concerne le point n, c'est-à-dire le bout de l'outil.
Le système global peut être décomposé selon la relation 10.34. Etant donné la forme particulière du vecteur d'effort, ces relations se réduisent à :

$$\dot{z_k} - \lambda_k z_k = \tfrac{q_k^n}{a_k} F \tag{10.41}$$

Ces n systèmes d'équations peuvent être intégrés numériquement un par un. L'intégration numérique se base sur un schéma équivalent à celui utilisé précédemment, mais en se limitant au premier ordre :

$$q^{t+h} = q^t + (1 - \gamma)\, h\dot{q}^t + \gamma h\dot{q}^{t+h} \tag{10.42}$$

La particularité provient du fait que les relations à intégrer contiennent des valeurs complexes $(\lambda, \frac{q_k^n}{a_k})$. En toute généralité, les coordonnées modales z_k sont donc complexes.
Le retour dans l'espace physique s'effectue en employant la relation de base 10.31.

$$x_n = \sum_{i=1}^{2n} q_i^n z_i \tag{10.43}$$

$$\dot{x}_n = \sum_{i=1}^{2n} q_i^n \dot{z}_i = \sum_{i=1}^{2n} \lambda_i q_i^n z_i \tag{10.44}$$

$$\ddot{x}_n = \sum_{i=1}^{2n} \lambda_i q_i^n \dot{z}_i \tag{10.45}$$

On peut vérifier que, malgré l'emploi de valeurs propres et de vecteurs propres complexes, le déplacement résultant (de même que la vitesse et l'accélération) est bien réel (chacune des contributions vont par paires conjuguées).

10.5.3 Limitation de l'analyse à une gamme de fréquence

L'analyse modale expérimentale est réalisée en pratique dans une gamme de fréquences déterminée par deux fréquence extrêmes f_{min} et f_{max}. Les modes situés hors de cet intervalle auront une influence sur la fonction de transfert [84]. Si on fait l'hypothèse qu'il y a m_1 fréquences propres inférieures à f_{min} et m_2 modes propres de fréquence supérieure à f_{max}, la relation générale 10.19 peut être décomposée comme suit :

$$H_{ij}(\omega) = \underbrace{\sum_{k=1}^{m_1} \frac{B_{ijk}}{\omega_k^2 - \omega^2 + 2j\xi_k\omega_k\omega}}_{\text{Modes basse fréquence}} + \sum_{k=m_1+1}^{n-m_2} \frac{B_{ijk}}{\omega_k^2 - \omega^2 + 2j\xi_k\omega_k\omega} + \underbrace{\sum_{k=n-m2+1}^{n} \frac{B_{ijk}}{\omega_k^2 - \omega^2 + 2j\xi_k\omega_k\omega}}_{\text{Modes haute fréquence}} \tag{10.46}$$

On constate que, dans la plage de fréquence $[f_{min} f_{max}]$, les modes à basse fréquence ont une influence semblable à celle d'une masse. De même, les modes à haute fréquence ont une influence semblable à celle d'une raideur. La fonction de transfert peut donc être approchée par l'expression suivante :

$$H_{ij}(\omega) = -\frac{1}{\omega^2 M_{ij}^R} + \sum_{k=1}^{n} \frac{B_{ijk}}{\omega_k^2 - \omega^2 + 2j\xi_k\omega_k\omega} + \frac{1}{K_{ij}^R} \tag{10.47}$$

M_{ij}^R est la masse résiduelle et K_{ij}^R est la raideur résiduelle. Ces deux contributions peuvent être obtenues par analyse modale expérimentale.

Intégration numérique de la raideur résiduelle

L'intégration numérique de la raideur résiduelle ne modifie pas fondamentalement la résolution des équations. La seule différence réside dans l'ordre de résolution du problème. On obtient dans un premier temps le déplacement, puis on retrouve l'accélération et la vitesse :

$$c_{n+1}^{t+h} = \frac{F}{K_{ij}^R} \tag{10.48}$$

$$\ddot{c}_{n+1}^{t+h} = \frac{c_{n+1}^{t+h} - \left(c_{n+1}^t + h\dot{c}_{n+1}^t + (0,5-\beta)\, h^2 \ddot{c}_{n+1}^t\right)}{\beta h^2} \tag{10.49}$$

$$\dot{c}_{n+1}^{t+h} = \dot{c}_{n+1}^t + (1-\gamma)\, h\ddot{c}_{n+1}^t + \gamma h \ddot{c}_{n+1}^{t+h} \tag{10.50}$$

L'ajout de la raideur résiduelle à la fonction de transfert consiste simplement à l'ajout d'une constante.

Intégration numérique de la masse résiduelle

La prise en compte de la masse résiduelle dans l'intégration numérique pourrait se réaliser en suivant le schéma suivant :

$$\ddot{c}_{n+2} = \frac{F}{M_{ij}^R} \tag{10.51}$$

$$c_{n+2}^{t+h} = c_{n+2}^t + h\dot{c}_{n+2}^t + (0,5-\beta)\, h^2 \ddot{c}_{n+2}^t + \beta h^2 \ddot{c}_{n+2}^{t+h} \tag{10.52}$$

$$\dot{c}_{n+2}^{t+h} = \dot{c}_{n+2}^t + (1-\gamma)\, h\ddot{c}_{n+2}^t + \gamma h \ddot{c}_{n+2}^{t+h} \tag{10.53}$$

Toutefois, la masse résiduelle pose problème au niveau de l'intégration : en effet, on peut constater que le déplacement serait infini pour une force constante, ce qui correspond à une dérive du système. Cette dérive peut s'expliquer simplement en calculant l'inverse de la transformée de Laplace :

$$\frac{X}{F} = \frac{1}{p^2 m} f(t) = f_0 \sin \omega_0 t \Rightarrow F = \frac{f_0 \omega_0}{p^2 + \omega_0^2} \Rightarrow X = \frac{f_0 \omega_0}{mp^2 \left(p^2 + \omega_0^2\right)} \tag{10.54}$$

En décomposant en fractions partielles, on obtient :

$$X = \frac{f_0}{m} \left(\frac{1/\omega_0}{p^2} - \frac{1/\omega_0}{p^2 + \omega_0^2} \right) \tag{10.55}$$

Ce qui donne, en repassant dans le domaine temporel :

$$x(t) = \frac{f_0}{m} \left(\frac{t}{\omega_0} - \frac{1}{\omega_0^2} \sin \omega_0 t \right) \tag{10.56}$$

On a donc bien la composante «de régime» $-\frac{1}{\omega^2}$ mais qui se superpose à un mouvement linéaire. Pour éviter cet effet, on peut remplacer le terme $-1/\omega^2 M_{ij}^R$ par un terme de la forme :

$$\frac{1}{\left(\omega_0 - \omega^2\right) M_{ij}^R} \tag{10.57}$$

avec ω_0 suffisamment faible par rapport f_{min}.

Ceci permet de rendre la contribution finie à basse fréquence et a peu d'influence si les composantes à basse fréquence de l'excitation sont faibles.

10.6 Obtention des paramètres modaux par modélisation

Deux voies d'études principales ont été explorées pour modéliser le comportement dynamique des machines outils :
– l'étude par la méthode des éléments finis ;
– l'analyse modale expérimentale.

Les études par éléments finis nécessitent un ensemble de données géométriques (longueurs et diamètres des portées principalement), technologiques (matériaux mis en oeuvre) et constructives (modèles, types exacts et précharge des roulements par exemple). Ces données sont souvent difficiles à obtenir de la part des fabricants de broches et rendent ces études difficiles à mener. De plus, l'amortissement, élément fondamental dans la stabilité de l'usinage, est souvent un phénomène difficile à modéliser.

Les méthodes d'analyse modale expérimentale permettent de caractériser le comportement dynamique de la broche à partir de mesures sur la machine elle-même. Ces méthodes présentent néanmoins un inconvénient majeur : en fonction des caractéristiques de l'outil employé (principalement sa longueur et son diamètre) et de son type de liaison à la machine (type de porte-outil, serrage,...), la dynamique globale du système sera différente. Il semble difficilement envisageable de réaliser autant de mesures qu'il n'y aura d'outils employés[1]. Cette constatation a été à la base du développement d'une voie d'étude combinant les deux approches pour profiter de leurs avantages respectifs. Plusieurs auteurs ont apporté des contributions à ce domaine, se basant sur le couplage entre une analyse modale expérimentale d'une partie de la machine et une modélisation analytique d'une autre partie (généralement l'outil ou une partie de celui-ci).

[1]Certains centres d'usinages possèdent des magasins automatiques comportant une centaine d'outils

10.6.1 Bases du couplage de transmittances

Schmitz ([52],[85],[86]) propose une méthode permettant le couplage d'une modélisation de la broche par analyse modale et d'une modélisation analytique de l'outil se basant sur la méthode RCSA (Receptance Coupling Substructure analysis).
Pour expliquer le principe général de la méthode, considérons les deux sous-systèmes 1 et 2 reliés par une raideur k_c (cf. figure 10.5).
Soit x_1,x_2 les déplacements et f_1,f_2 les efforts à l'interface avec la liaison dans les sous-systèmes.

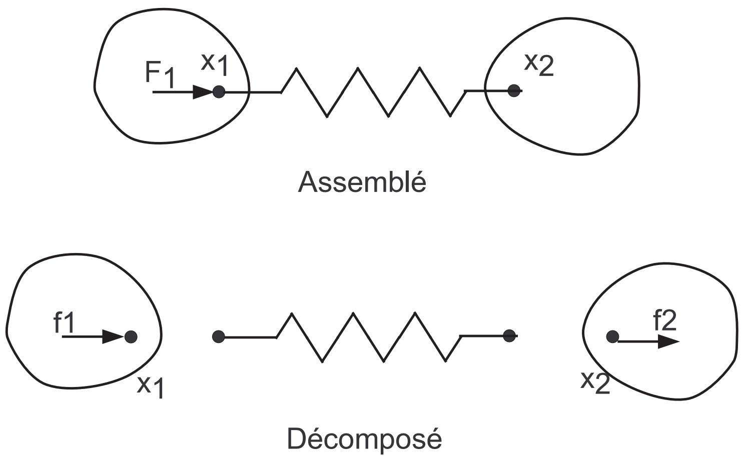

FIG. 10.5 – Modèle simplifié des deux sous-ensembles assemblés et décomposés

Les dynamiques des deux systèmes non liés sont décrites par les relations classiques :

$$x_1 = H_{11} f_1 \qquad\qquad x_2 = H_{22} f_2 \tag{10.58}$$

où H_{11} et H_{22} sont les fonctions de transfert directes.
Pour obtenir la matrice des transmittances du système assemblé (liaison entre x_1, x_2 avec des efforts externes F_1 , F_2), appliquons une force virtuelle F_1 sur le système 1. Le premier principe de la dynamique permet d'écrire :

$$f_1 + f_2 = F_1 \tag{10.59}$$

L'équation d'équilibre du ressort permet d'obtenir :

$$x_2 - x_1 = -\frac{f_2}{k_c} \tag{10.60}$$

En regroupant les relations 10.58, 10.59 et 10.60, on peut obtenir les expressions suivantes :

$$f_2 = \left(H_{11} + H_{22} + \frac{1}{k_c}\right)^{-1} H_{11} F_1 \tag{10.61}$$

$$f_1 = \left(1 - \left(H_{11} + H_{22} + \frac{1}{k_c}\right)^{-1} H_{11}\right) F_1 \tag{10.62}$$

Ce qui permet d'obtenir pour l'expression de la première colonne de la matrice des transmittances :

$$G_{11} = \frac{X_1}{F_1} = H_{11} - H_{11}\left(H_{11} + H_{22} + \frac{1}{k_c}\right)^{-1} H_{11} \tag{10.63}$$

$$G_{21} = \frac{X_2}{F_1} = H_{22}\left(H_{11} + H_{22} + \frac{1}{k_c}\right)^{-1} H_{11} \tag{10.64}$$

De même, en appliquant une force virtuelle F_2 sur le système 2, on aurait obtenu les expressions suivantes :

$$G_{12} = \frac{X_1}{F_2} = H_{11}\left(H_{11} + H_{22} + \frac{1}{k_c}\right)^{-1} H_{22} \tag{10.65}$$

$$G_{22} = \frac{X_2}{F_2} = H_{22} - H_{22}\left(H_{11} + H_{22} + \frac{1}{k_c}\right)^{-1} H_{22} \tag{10.66}$$

On peut donc reconstituer la réponse du système complet à partir de la connaissance des caractéristiques modales des deux sous-structures. On peut, par exemple, avoir H_{11} donné par analyse modale expérimentale et H_{22} obtenu par modélisation. C'est ce modèle général, particularisé au cas d'une fraiseuse, qui est employé pour les simulations dynamiques. Le système 1 (cf. figure 10.6) est l'outil modélisé analytiquement ou par une méthode aux éléments finis [87] ; le sous-système 2 correspond à la partie bâti - broche - porte-outil, dont la dynamique est mesurée par analyse modale expérimentale. La démarche exposée précédemment est généralisée pour tenir compte de l'équilibre en rotation en ajoutant les équations d'équilibre adéquates.

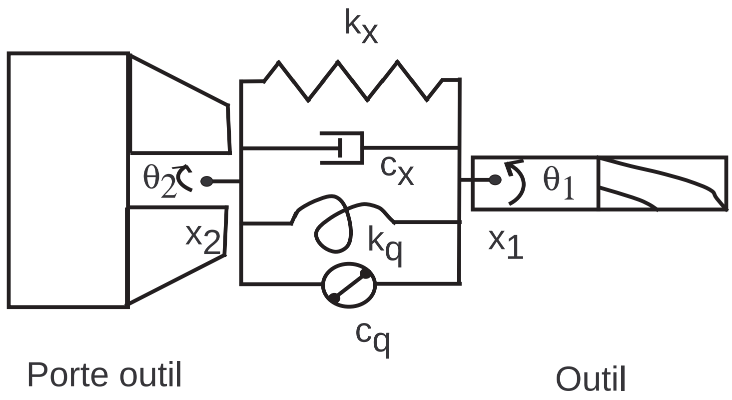

FIG. 10.6 – Modélisation de l'assemblage porte outil / outil

Cette méthode permet donc, à partir d'une seule mesure de la dynamique de la machine, d'obtenir les caractéristiques réelles pour tout un ensemble d'outils présentant des porte-à-faux différents.

Cette méthode a toutefois deux inconvénients majeurs :

- pour modéliser l'interface outil/porte-outil, la modélisation est simplifiée par les raideurs et amortissements linéaires et en torsion (cf. figure 10.6) qui doivent être déterminés.
- la méthode néglige les degrés de liberté en rotation et les mouvements liés aux moments appliqués, qui ont pourtant un impact non négligeable sur la dynamique.

L'auteur présente dans plusieurs références ([85],[88]) une méthode permettant de déterminer expérimentalement ces paramètres en se basant sur un ajustement de la réponse mesurée pour une longueur d'outil fixée.

De nombreux facteurs d'influence, difficilement quantifiables, peuvent modifier la dynamique de l'ensemble. C'est pourquoi l'auteur précise qu'il est nécessaire de réaliser les différentes mesures dans des conditions similaires (le serrage de l'outil dans le mandrin par exemple peut avoir une grande influence sur les paramètres de couplage). De plus cette méthode se limite à l'utilisation d'outils de même diamètre de queue, avec une longueur variable. Une méthode plus générale a été développée [89], offrant la possibilité de modéliser analytiquement des outils de diamètres différents mais également l'influence du porte-outil.

10.6.2 Méthode développée par Park

En se basant sur la même famille de méthodes de prédiction, Park [87] propose de modéliser le système en effectuant la coupure au niveau de l'outil plutôt qu'au niveau de l'interface entre l'outil et le porte-outil (figure 10.7). Il n'y a donc plus d'hypothèse à réaliser pour la liaison entre les sous-parties qui, dans ce cas, est rigide.

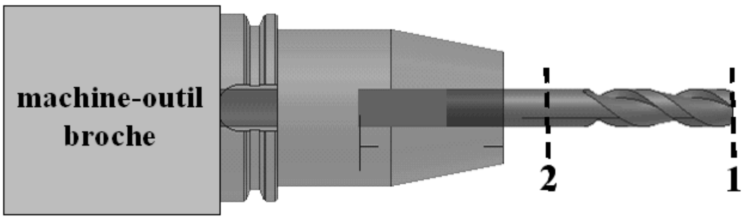

FIG. 10.7 – Machine avec un outil dans le porte-outil

Soit x le déplacement dans un plan passant par l'axe de la broche, θ la rotation autour d'un axe perpendiculaire à ce plan, f un effort dans le plan et M un moment de flexion. La relation matricielle générale liant effort et déplacement peut être synthétisée selon la forme suivante :

$$\left\{ \begin{array}{c} x_i \\ \theta_i \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{cc} \left.\dfrac{x_i}{f_j}\right|_{M_j=0} & \left.\dfrac{x_i}{M_j}\right|_{f_j=0} \\ \left.\dfrac{\theta_i}{f_j}\right|_{M_j=0} & \left.\dfrac{\theta_i}{M_j}\right|_{f_j=0} \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{c} f_j \\ M_j \end{array} \right\} \rightarrow \{X_i\} = [H_{ij}]\{F_j\} \tag{10.67}$$

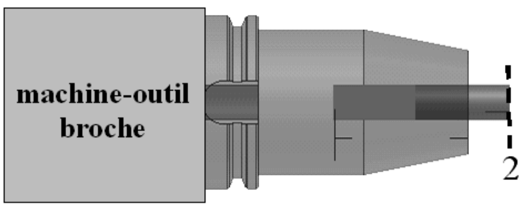

FIG. 10.8 – Machine avec une tige en carbure dans le porte-outil

Soit A le sous-système composé de la machine, de la broche, du porte-outil et d'un outil de faible longueur (figure 10.8) et B la partie d'outil restant après la coupure du système. On peut démontrer qu'on peut obtenir la transmittance isochrone directe en bout d'outil si on dispose des caractéristiques modales du sous-système B en conditions «libre-libre» et la fonction de transfert mesurée à l'extrémité 2 de l'outil court.

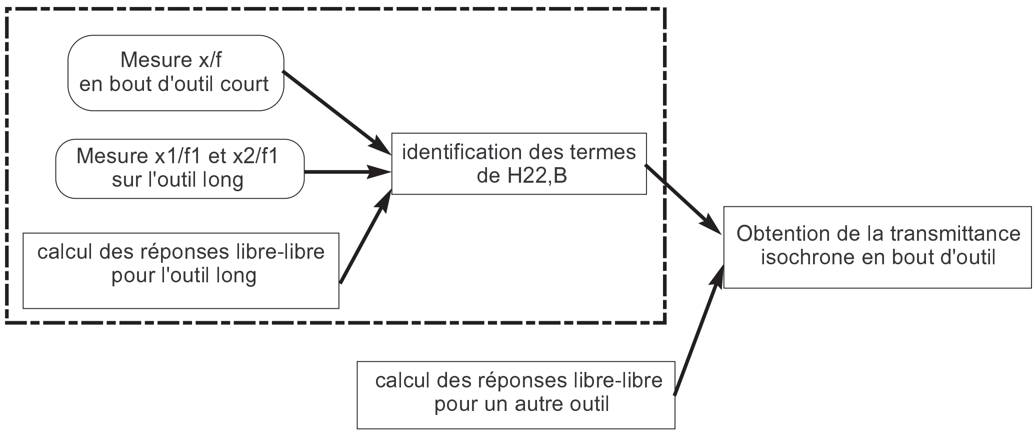

FIG. 10.9 – Algorithme de la méthode de sous-structuration proposée par Park

Les caractéristiques modales de l'outil peuvent être déterminées soit par analyse modale expérimentale, soit par une modélisation par un logiciel employant la méthode aux éléments finis.
Pour connaître les caractéristiques modales en l'extrémité du système comportant l'outil court, il est nécessaire d'identifier les éléments de la matrice $[H_{22,B}]$, à savoir :

$$\begin{bmatrix} \left.\dfrac{x_{2,B}}{f_{2,B}}\right|_{M_{2,B}=0} & \left.\dfrac{x_{2,B}}{M_{2,B}}\right|_{f_{2,B}=0} \\ \left.\dfrac{\theta_{2,B}}{f_{2,B}}\right|_{M_{2,B}=0} & \left.\dfrac{\theta_{2,B}}{M_{2,B}}\right|_{f_{2,B}=0} \end{bmatrix} \tag{10.68}$$

Le terme $\left.\frac{x_{2,B}}{f_{2,B}}\right|_{M_{2,B}=0}$ peut être facilement identifié en excitant le système en extrémité (via un marteau instrumenté ou un shaker) et en recueillant la réponse en ce même point. Il ne reste donc que deux termes à identifier (les éléments diagonaux sont égaux par le principe de réciprocité).
L'auteur propose de s'affranchir de la mesure des degrés de liberté en rotation (généralement délicate) pour obtenir ces deux termes en réalisant deux mesures supplémentaires avec un outil long, excité en son extrémité. En appliquant une première fois la méthode de couplage (cf. figure 10.9), on peut retrouver les deux termes restants qui permettent de vérifier la relation générale (cet algorithme est détaillé dans la référence [87]). Ces caractéristiques sont constantes d'un outil à l'autre et serviront de base à l'estimation de la fonction de transfert pour n'importe quelle longueur d'outil.

10.6.3 Méthode développée par Esterling

Un méthode similaire a été brevetée par Esterling [90] pour modéliser la dynamique d'une machine outil par une approche mixte. La différence avec la méthode précédente réside dans la procédure de détermination des paramètres modaux à l'interface de coupure entre les deux sous-systèmes. Cette méthode se base sur des mesures effectuées directement sur l'outil complet, sans passer par l'outil court.

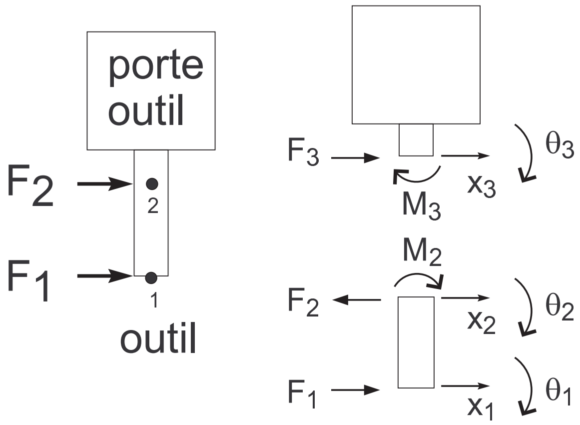

FIG. 10.10 – Coupure du système pour l'algorithme d'Esterling

Des efforts sont appliqués au point 1 situé en bout d'outil et au point 2 situé à l'endroit de la coupure des sous-systèmes (cf. figure 10.10). On recueille la réponse en ces deux points ; ensuite, par application de la méthode de couplage des transmittances, il est possible d'obtenir les trois fonctions de transfert à l'interface [91].

10.7 Conclusion

La dynamique d'une machine-outil peut être relativement complexe à modéliser. La simple modélisation géométrique des éléments et son analyse par une méthode aux éléments finis est souvent inadaptée pour plusieurs raisons (modélisation de l'amortissement, raideurs de contact,...). Une approche par décomposition modale a donc été privilégiée.
La méthode classique de superposition modale a été particularisée au cas d'une machine-outil et l'intégration numérique des équations en découlant a été présentée.
L'analyse modale expérimentale est la démarche recommandée pour obtenir une grande précision sur la modélisation de machines réelles. Une méthode approchée consistant à coupler une analyse expérimentale à une modélisation de l'outil a également été présentée. Cette méthode présente des perspectives intéressantes d'étude pratique pour les cas où un grand nombre d'outils différents est utilisé.

Chapitre 11

Structure et résultats du logiciel développé

11.1 Introduction

Un des objectifs de cette thèse était de réaliser un outil de prédiction du comportement global du fraisage. Sur base de l'état de l'art et des développement théoriques présentés aux chapitres précédents, un simulateur de fraisage a été programmé en langage C++.
Ce logiciel permet de vérifier et de valider les divers concepts exposés dans cette thèse. La structure du code développé, les modèles retenus et les résultats pouvant être obtenus sont résumés dans ce chapitre.
La simulation permet de modéliser les opérations de fraisage pour lesquelles l'outil se déplace perpendiculairement à son axe (réalisation d'épaulements, réalisation de rainures, surfaçage de blocs). Il permet d'obtenir des informations concernant :
- le profil de la surface latérale usinée (cf. figure 11.1) ;
- l'évolution temporelle des paramètres de configuration du système (déplacement, vitesse et accélération) ;
- l'évolution temporelle des efforts de coupe ;
- la stabilité du système.

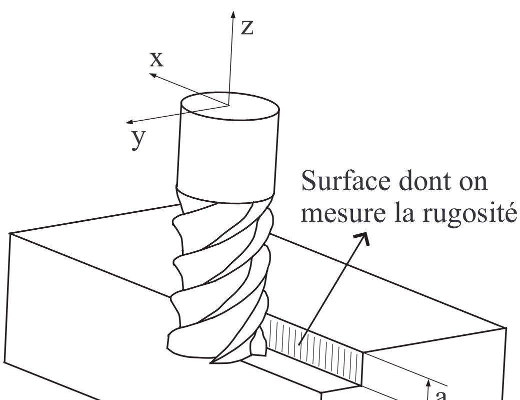

FIG. 11.1 – Exemple de modélisation d'un épaulement

L'annexe A présente l'interface graphique qui a été réalisée pour simplifier l'introduction des données dans le programme.

11.2 Algorithme général

Les équations différentielles décrivant le système sont difficilement intégrables directement. Il est donc nécessaire d'avoir recours à une discrétisation temporelle visant à décomposer le mouvement de la fraise en un ensemble de mouvements élémentaires séparés par un intervalle de temps dt (rotation de la fraise, avance, vibration). L'organigramme de simulation (cf. figure 11.2) peut donc être résumé comme suit :

- le temps est discrétisé en intervalles dt et la surface en un ensemble de points séparés de ds ;
- à chaque intervalle de temps, on calcule la nouvelle position du centre de la fraise en tenant compte de l'avance et de la vibration ;
- la position des arêtes de coupe est évaluée en tenant compte de la rotation d'un angle $d\Omega = \omega \cdot dt$ autour du centre de la fraise ;
- à partir de cette nouvelle configuration, on calcule l'épaisseur réelle du copeau, et la force de coupe ;
- on met à jour la surface en enlevant le copeau produit pendant l'intervalle.
- on somme les contributions de chacune des dents et de chacun des disques pour obtenir la force totale ;
- on résout ensuite l'équation dynamique du système pour obtenir la vibration de la pièce ;

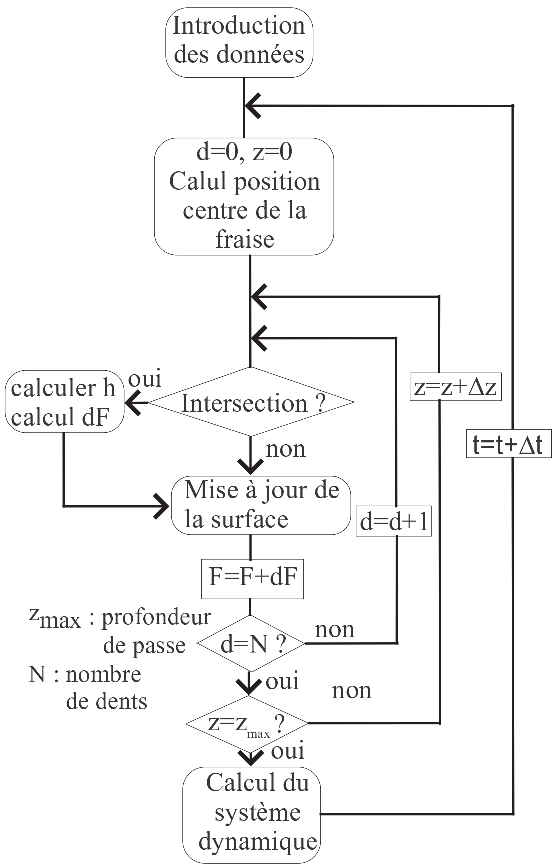

FIG. 11.2 – Organigramme général de la simulation

11.3 Structure du code

11.3.1 Structure générale

Le logiciel a été développé en langage C++ sans utiliser la notion de programmation orientée objet. Le logiciel utilise la librairie GSL[1] pour les développements mathématiques. Le code produit pour réaliser le simulateur a été développé dans un esprit de modularité pour permettre aisément l'ajout de nouveaux modèles dans la simulation. La philosophie générale est la décomposition des opérations en sous-modules élémentaires pour chacune des opérations distinctes (cf. figure 11.3).
La fonction principale permet de récupérer les données et de choisir le type de calcul à effectuer. Deux modes ont été développés : le mode de calcul proprement dit et le mode de recherche de lobes de stabilité. Le module de calcul des lobes fait appel au module de calcul dynamique, mais ne sauvegarde pas les résultats intermédiaires (évolution temporelle des paramètres et profil de la surface usinée).

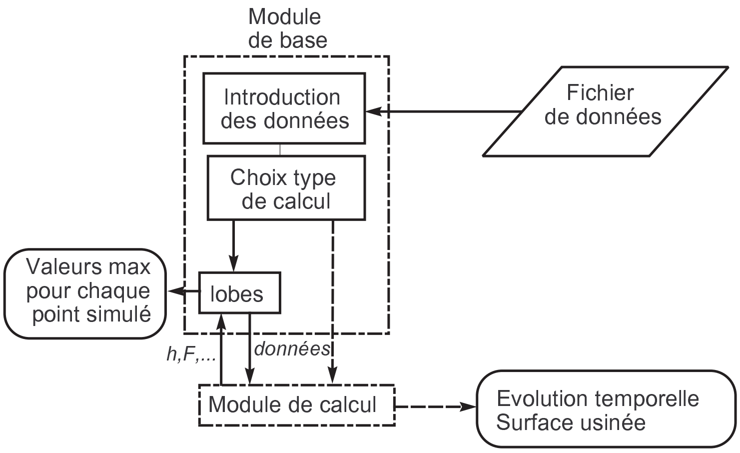

FIG. 11.3 – Structure générale du code

11.3.2 Types de données

Les données du problème ont été regroupées en types distincts pour faciliter leur manipulation :
- le type `t_fraise` décrit la géométrie de la fraise (forme, nombre de dents, pas entre les dents, faux-rond) ;
- le type `t_structure` décrit la dynamique de la pièce et de la machine dans les directions x et y (nombre de modes et paramètres modaux) ;
- le type `t_materiau` décrit le modèle d'effort de coupe et ses paramètres (pressions spécifiques de coupe par exemple) ;
- le type `t_parametres` décrit les paramètres qui resteront constants pour chaque simulation (avance, profondeur de passe radiale, nombre de tours à simuler,...) ;
- le type `t_simulation` décrit les paramètres propres à une simulation donnée (profondeur de passe axiale et vitesse de rotation) ;
- le type `t_points` décrit un maillon des listes chaînées servant à décrire la surface usinée (tel que décrit au §8.5.1).

[1]GNU Scientific library : librairie de routines mathématiques sous licence libre

Le module d'introduction des données se charge de créer une variable de chacun de ces types en début de simulation pour décrire complètement le problème modélisé.

11.3.3 Modules du programme

Le module de fraisage se décompose en sous-modules (cf. figure 11.4) implémentant les trois modèles fondamentaux décrits dans les chapitres précédents (génération de la surface, modélisation des efforts et modélisation dynamique). La génération de surface est réalisée par deux procédures indépendantes : l'une calculant l'épaisseur locale du copeau (`calcule_h`), l'autre modifiant la surface (`mise_a_jour`) si nécessaire en enlevant le secteur balayé durant l'intervalle de temps considéré. Connaissant l'épaisseur locale du copeau, le module d'efforts de coupe (`efforts_coupe`) calcule les efforts pour le modèle implémenté. Ces efforts seront introduits dans le module dynamique (`dynamique_systeme`) qui évaluera le déplacement résultant.

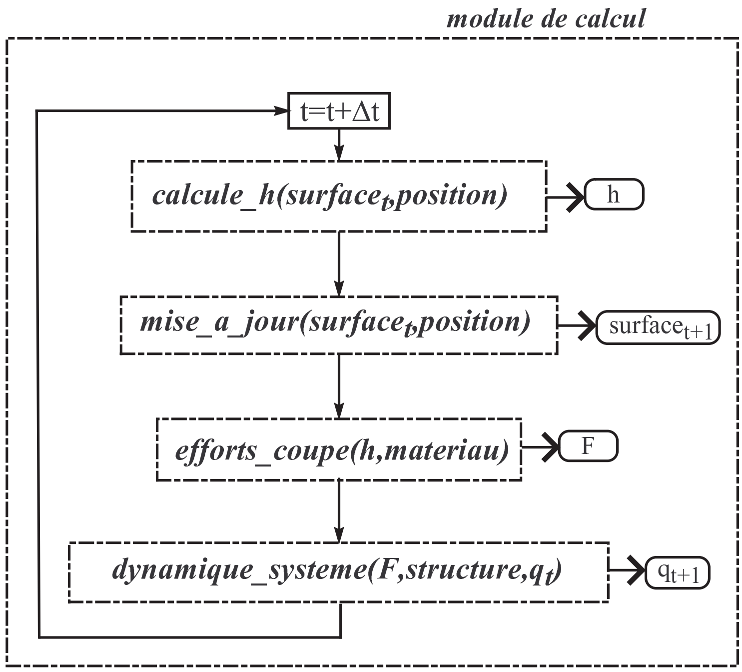

FIG. 11.4 – Sous-modules du module de calcul

11.4 Modèles implémentés

11.4.1 Modèle géométrique

Le modèle retenu est le modèle effaceur de matière (cf. §8.4) qui présente un bon compromis entre la rapidité de calcul et le nombre de cas modélisables en pratique (rainurage, fraisage d'épaulements, surfaçage). Le modèle 3D est donc divisé en un ensemble de tranches d'épaisseur dz. Pour chacune de ces tranches, on définit une liste doublement chaînée décrivant la surface, le rayon local et la position des arêtes de coupe.

11.4.2 Efforts de coupe

Trois modèles d'efforts de coupe ont été implémentés, il s'agit des modèles les plus fréquemment utilisés dans la littérature :
- le modèle linéaire (§9.3.1) ;
- le modèle prenant en compte la friction (§9.3.5) ;
- le modèle exponentiel (§9.3.2).

11.4.3 Modèle dynamique

Il est possible de prendre en compte la flexibilité de la pièce et de la machine dans deux directions orthogonales. Dans chacune des directions, la modélisation est effectuée pour prendre en compte un système à plusieurs modes propres définis par les éléments extraits de l'analyse modale expérimentale (fréquences propres, degrés d'amortissements réduits, résidus).

11.5 Types de simulation

11.5.1 Calculs dynamiques

Si une seule condition de coupe est introduite, la simulation dynamique permet de simuler l'évolution temporelle du système. Le simulateur fournit les informations suivantes :
- les efforts de coupe selon les trois directions de l'espace (x,y,z) et le couple à la broche ;
- le déplacement, la vitesse et l'accélération selon x et y de l'outil et de la pièce ;
- l'épaisseur du copeau non déformé pour chacune des dents de la fraise.

La surface obtenue après usinage est également sauvegardée et une mesure de rugosité est effectuée.

11.5.2 Recherche des lobes de stabilité

La méthode dynamique permet également de recalculer les lobes de stabilité du procédé. Dans ce cas, on définit une plage de variation pour la vitesse de rotation et la profondeur de passe axiale. Le plan de simulation est discrétisé en un ensemble de points. Pour chacun de ces points, le procédé de fraisage est simulé. La stabilité est évaluée à l'aide d'un critère basé sur les résultats de la simulation.
Campomanes [56] propose de comparer l'épaisseur maximale du copeau lors de la simulation avec la valeur maximale théorique en l'absence de vibration. En posant un ratio limite entre ces deux valeurs, le simulateur peut faire la distinction entre les cas stables et instables. L'auteur propose une valeur de 1,25 comme limite acceptable. Après vérifications, on peut remarquer une faible sensibilité de la forme des lobes pour des valeurs allant de 1,2 à 1,3.
L'emploi de la simulation dynamique permet également de poser un critère de stabilité basé sur un paramètre physique du système (effort de coupe maximal pour éviter la casse ou l'usure trop rapide de l'outil, amplitude de vibration limite pour éviter la fatigue des organes ou rugosité après usinage).

La détermination des lobes de stabilité peut suivre deux approches. D'une part, il est possible de simuler l'ensemble des points du domaine ; d'autre part, on peut procéder à la recherche directe de lobes de stabilité.

La simulation de l'ensemble des points permet d'étudier la stabilité du système a posteriori. Elle permet de réaliser une analyse de sensibilité des lobes par rapport au critère de stabilité considéré. Il est possible d'observer pour chaque point simulé la valeur maximale d'un paramètre déterminé. Ces données peuvent être visualisées sous forme de graphiques en trois dimensions pour repérer les zones favorables (cf. par exemple la figure 11.5).

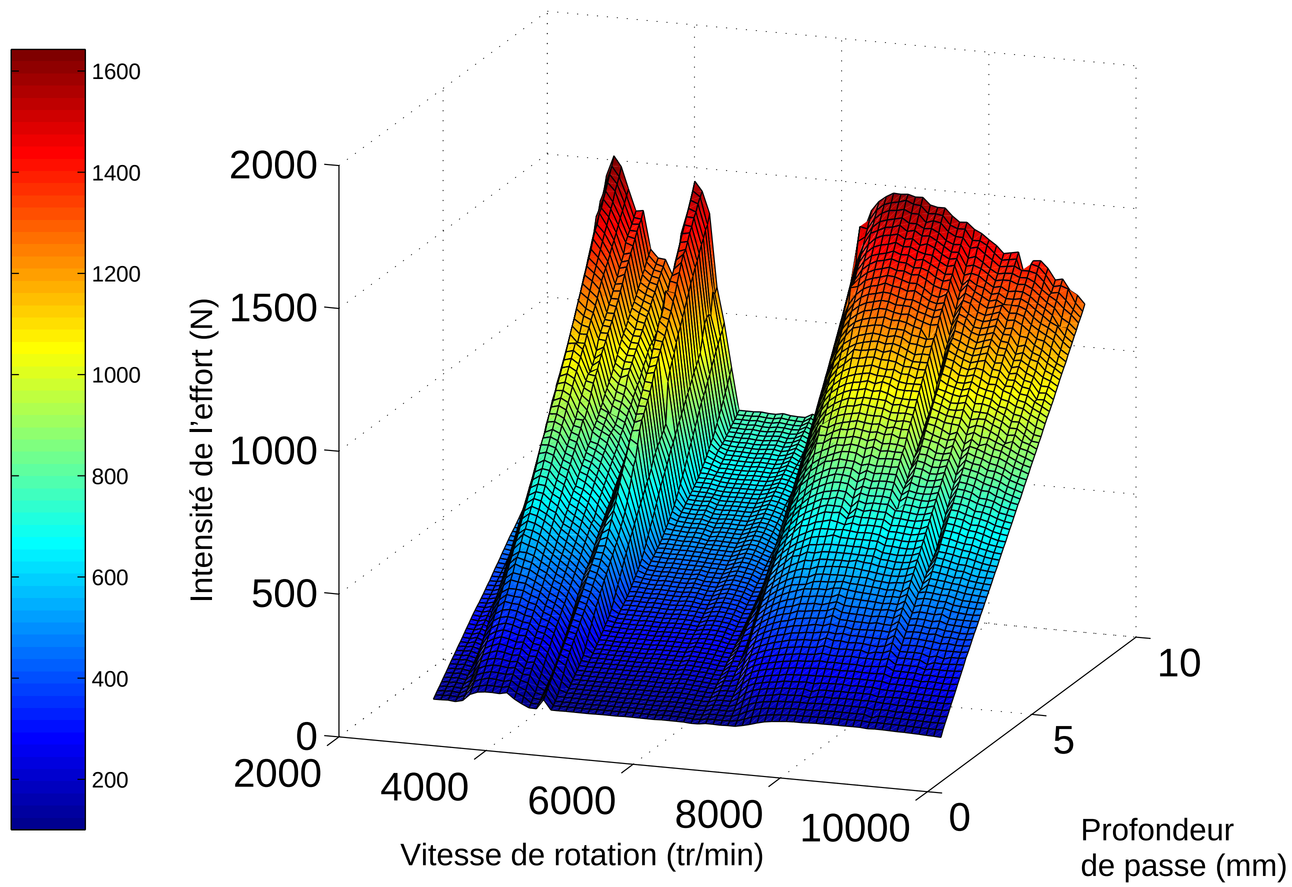

FIG. 11.5 – Exemple de diagramme : effort de coupe maximum en fonction de la profondeur de passe et de la vitesse de rotation

Les enveloppes pour différentes valeurs limites peuvent également être réalisées simplement (cf. figure 11.6).

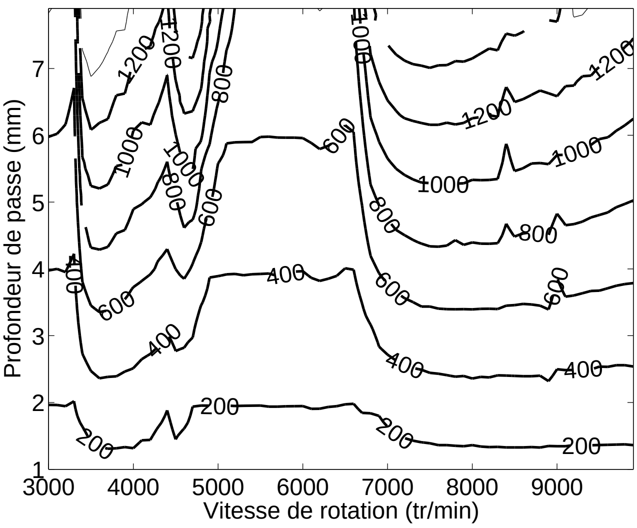

FIG. 11.6 – Exemple de zone enveloppe pour différents efforts de coupe limites en fonction de la profondeur de passe et de la vitesse de rotation

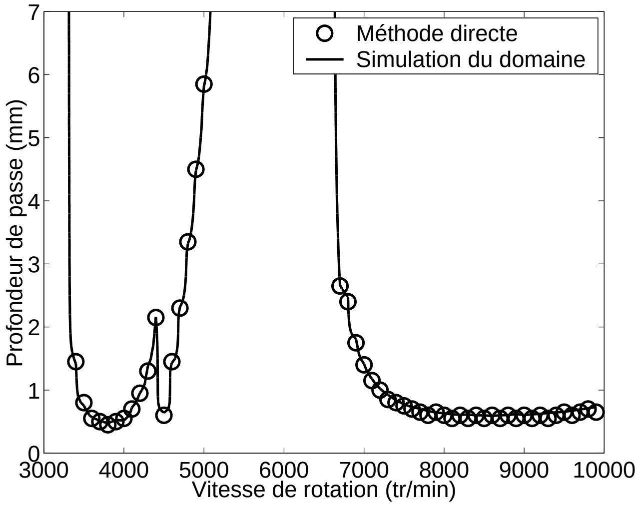

FIG. 11.7 – Comparaison des algorithmes de recherche des lobes de stabilité

Une autre approche est d'obtenir les lobes de manière directe en recherchant pour chaque vitesse de rotation la limite entre les zones stables et instables. Pour chaque vitesse, on calcule un premier point. S'il est stable, on augmente la profondeur de passe jusqu'à obtenir un cas instable. Dans le cas contraire, on diminue la profondeur de passe jusqu'à obtenir un cas stable (cf. figure 11.8). Ceci permet de minimiser le nombre de points à simuler et donc de réduire le temps de calcul.

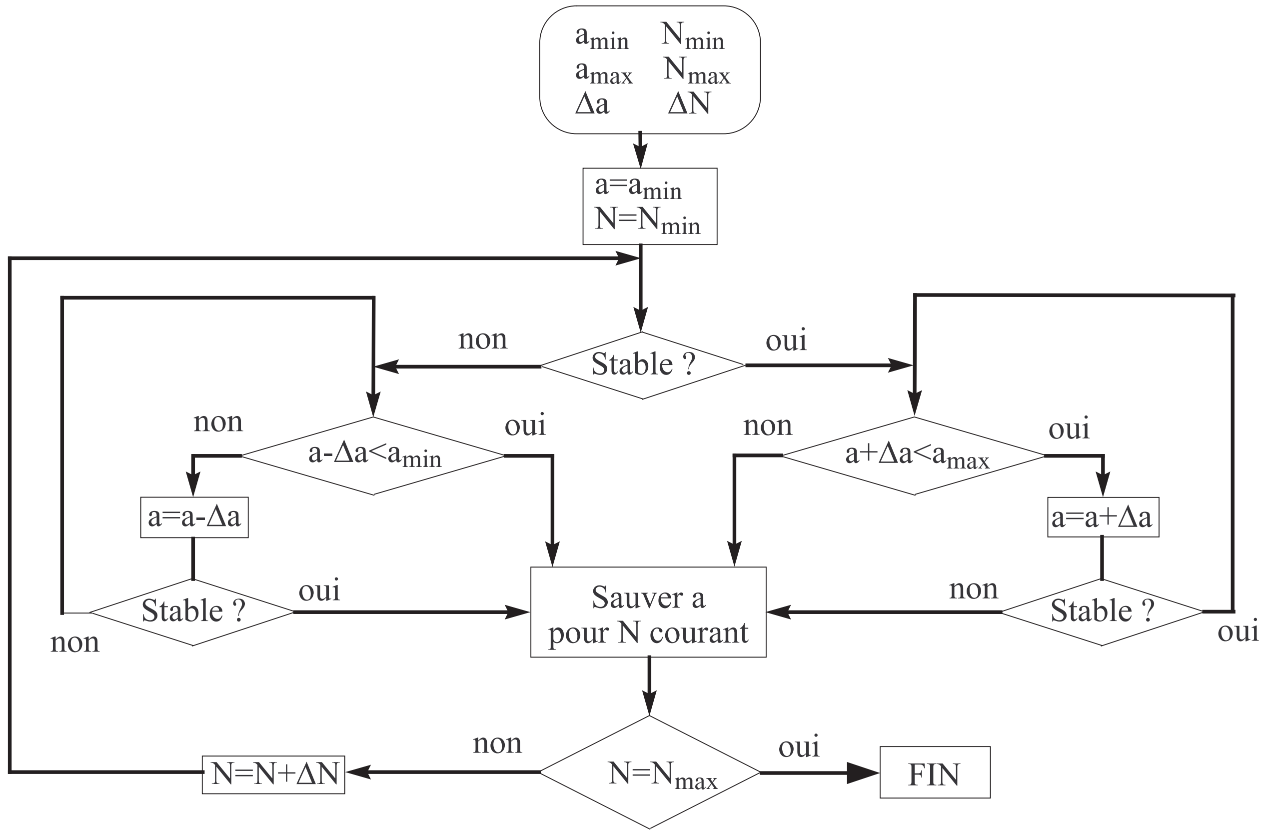

FIG. 11.8 – Algorithme de recherche des lobes de stabilité

La comparaison des deux méthodes est effectuée sur le graphique 11.7 pour l'exemple numérique traité au chapitre 12.6. On peut constater que les deux méthodes donnent des résultats équivalents. Avec des résolutions ΔN de 100 tr/min et Δa de 0,1 mm, le temps de calcul est d'à peu près 5 minutes avec l'emploi de l'algorithme de recherche des lobes contre 5 heures de calcul pour la simulation de l'ensemble des points.

11.6 Conclusion

Les modélisations retenues pour le simulateur développé dans le cadre de cette thèse de doctorat ont été résumées et les simulations réalisables développées. Ce simulateur va servir de base aux validations de la troisième partie de cette thèse.

Troisième partie : Validations des algorithmes développés

Le simulateur de fraisage développé dans le cadre de cette thèse de doctorat est validé en suivant deux approches distinctes.
Dans un premier temps, ses résultats ont été confrontés à un ensemble de cas tests et de publications scientifiques validées expérimentalement par leurs auteurs. Des exemples des plus simples aux plus complexes ont pu être reproduits.
Dans un second temps, le simulateur et les algorithmes développés ont été confrontés avec succès à la validation expérimentale à partir de mesures effectuées personnellement dans le cadre de cette thèse.

Chapitre 12

Validation bibliographique du simulateur

12.1 Introduction

Ce chapitre a pour but de présenter un ensemble de cas de référence qui permettent de comparer et de valider les résultats du simulateur avec ceux publiés dans la littérature. Les exemples choisis suivent un schéma logique visant à reproduire des phénomènes de plus en plus complexes. Les premiers exemples tendent à valider individuellement les trois aspects principaux du simulateur (génération de la surface, calcul des efforts de coupe et dynamique du système). Le module de modélisation de la surface seul est vérifié en rendant le système infiniment rigide. Le calcul de la rugosité après usinage permet de valider la cinématique de l'usinage. Ensuite, une simulation d'efforts de coupe dans un cas rigide permet de valider l'implémentation des efforts dans le modèle. Enfin, l'intégration numérique des équations dynamiques du système est testée.

L'algorithme d'extraction des coefficients de coupe (qui permettra par la suite d'obtenir les paramètres à entrer dans le simulateur) est ensuite validé sur des efforts de coupe obtenus par simulation et perturbés par un bruit blanc.

Une fois ces aspects validés, il est possible de simuler un système complet. Un cas test est reproduit avec deux conditions de coupe (l'une stable, l'autre instable) pour vérifier le couplage entre les divers éléments et illustrer les informations pouvant être tirées de la simulation.

Ensuite, l'utilisation du simulateur pour obtenir des lobes de stabilité est validée. Le premier cas étudié est un usinage quasi-continu qui permet de montrer l'adéquation des méthodes linéaires pour ce type de configuration. L'étude de la stabilisation possible grâce à l'emploi d'outils à pas variable est abordée. Le cas d'un fraisage avec une faible profondeur de passe et un faible nombre de dents permet de montrer la capacité du simulateur à modéliser les deux types d'instabilités classiquement rencontrées en fraisage.

Enfin, l'exploitation du simulateur pour obtenir des lobes basés sur des critères technologiques est exposée.

12.2 Surface usinée

Le modèle d'enlèvement de matière est testé en configuration rigide (déplacement des éléments nul quel que soit l'effort). Ceci permet de vérifier la forme correcte de la surface latérale obtenue après usinage et l'influence du faux-rond.

12.2.1 Outil à une dent

Ce premier cas vise à vérifier la conformité du modèle cinématique de l'usinage. Plusieurs essais ont été réalisés en rendant le système infiniment rigide et en ne s'intéressant qu'à la rugosité obtenue après usinage. Il est possible de calculer la valeur théorique de la rugosité en fonction de l'avance s_t et du rayon de la fraise R par la formule suivante :

$$R_{t,th} = \frac{s_t^2}{8R} \tag{12.1}$$

Deux séries de simulations ont été menées : la première considère un outil de diamètre 5 mm et des avances croissantes (figure 12.1) ; la seconde modélise des outils de diamètres variables usinant avec une avance de 0,05 mm/dent (figure 12.2). La similitude entre les résultats nous permet d'avoir une première validation du module de génération de la surface.

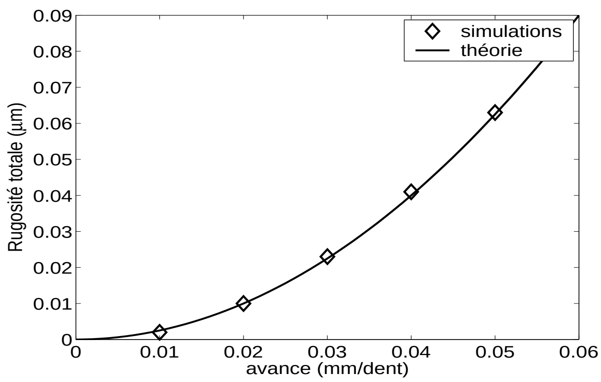

FIG. 12.1 – Evolution de la rugosité en fonction de l'avance

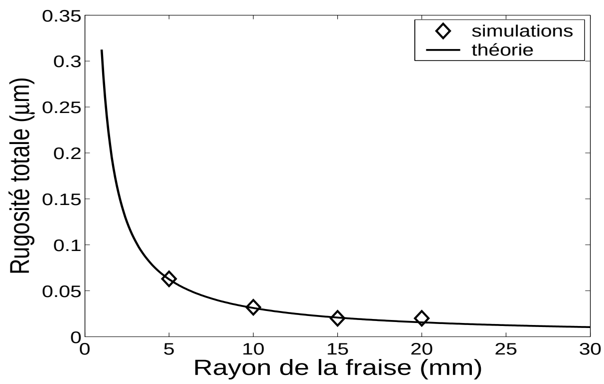

FIG. 12.2 – Evolution de la rugosité en fonction du rayon de l'outil

12.2.2 Outil à deux dents

L'objet de ce paragraphe est de vérifier la prise en compte du faux-rond d'une dent de l'outil lors de la génération de la surface. Le faux-rond est modélisé en retranchant à l'écartement théorique de l'arête de coupe par rapport à l'axe de rotation la valeur du faux-rond mesuré [92].

Une fraise cylindrique de diamètre 10 mm à deux dents a été modélisée. On réalise un épaulement avec une avance de 0,1 mm/dent. Un outil sans faux-rond a été employé dans un premier temps. La charge sur les deux dents est équivalente, le profil de la surface est uniforme (cf. figure 12.3). Si on modélise un faux-rond de 0,5 μm, on remarque que la trajectoire de la deuxième dent est décalée, ce qui a pour effet d'obtenir un fini de surface moins régulier (cf. figure 12.4). Dans un cas extrême, il peut arriver que l'état de surface final ne soit généré que par le parcours d'une seule dent.

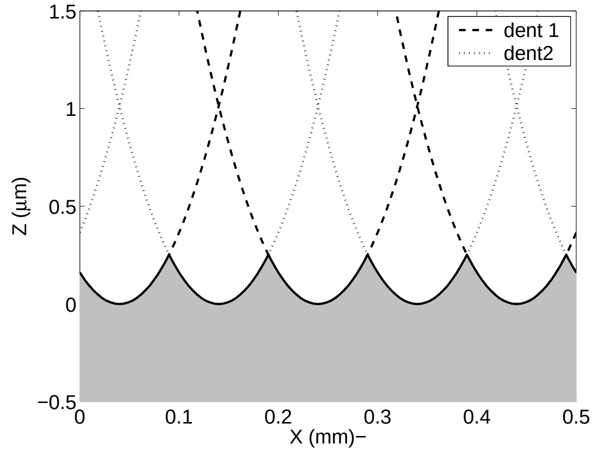

FIG. 12.3 – Surface générée par un outil à deux dents sans faux-rond

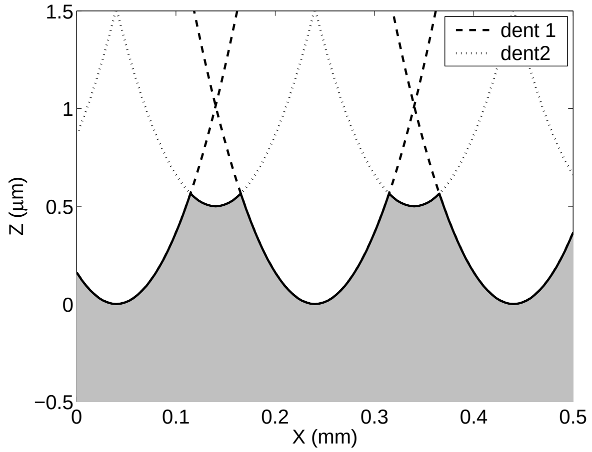

FIG. 12.4 – Surface générée par un outil à deux dents (faux-rond de 0,5 μm)

12.3 Efforts de coupe

La deuxième partie de la validation consiste à vérifier l'implémentation des modèles d'efforts de coupe dans le simulateur. Nous avons sélectionné dans la littérature des relevés d'efforts de coupe mesurés avec trois outils différents : une fraise cylindrique sans angle d'hélice, une fraise cylindrique avec angle d'hélice et une fraise boule.

12.3.1 Fraise cylindrique, angle d'hélice nul

Le cas du fraisage d'un épaulement demi-fraise est simulé (avance 0.1 mm/dent, profondeur de passe 2 mm). Il s'agit du cas le plus simple rencontré en pratique. L'évolution de l'effort total suit l'évolution de l'épaisseur du copeau. Les figures 12.5 et 12.6 comparent l'évolution théorique et simulée de l'effort total pour l'usinage d'un épaulement.

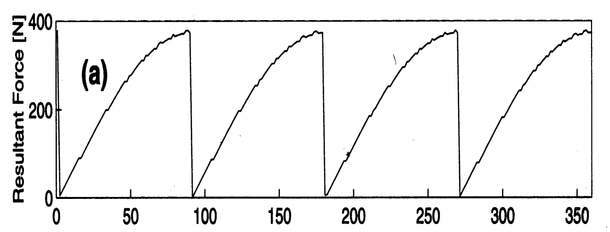

FIG. 12.5 – Efforts de coupe fraise cylindrique, angle d'hélice nul (selon [75])

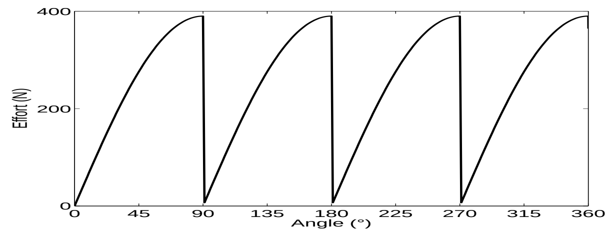

FIG. 12.6 – Efforts de coupe fraise cylindrique, angle d'hélice nul (simulations)

12.3.2 Fraise cylindrique, avec angle d'hélice

Ce cas est issu de la référence [75] et consiste à modéliser la réalisation d'un épaulement (cf. figure 12.7) dans un alliage de titane avec une fraise cylindrique à quatre dents (angle d'hélice de 30°, avance 0,05 mm/dent, profondeur de passe axiale de 5,08 mm). La fraise est discrétisée axialement en 100 disques. La comparaison des figures 12.9 et 12.11 montre une grande similitude entre les évolutions.

12.3.3 Fraise boule

Ce cas est tiré de l'article [53]. Une fraise boule en carbure revêtu à une dent est employée pour réaliser une rainure dans une pièce en fonte à graphite sphéroïdal (cf. figure 12.8). La fraise de diamètre de 12 mm possède deux arêtes de coupe. La profondeur de passe est de 4 mm, l'avance de 0,06 mm/dent. De nouveau, les évolutions données par l'article (figure 12.10) et les résultats de la simulation (figure 12.12) sont similaires.

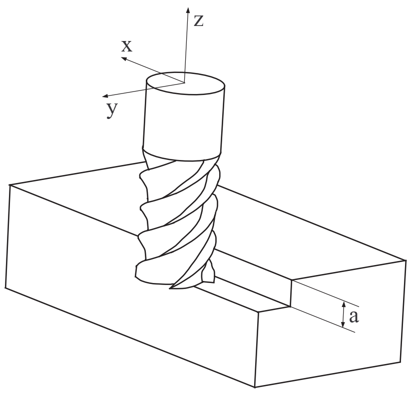

FIG. 12.7 – Réalisation d'un épaulement avec une fraise à quatre dents

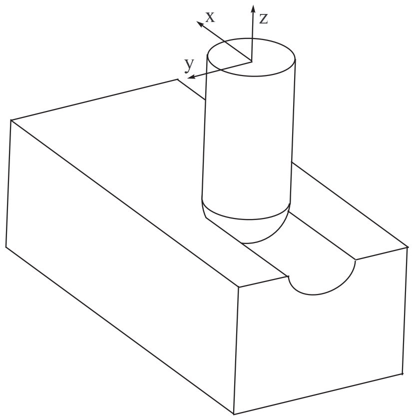

FIG. 12.8 – Réalisation d'une rainure par une fraise boule

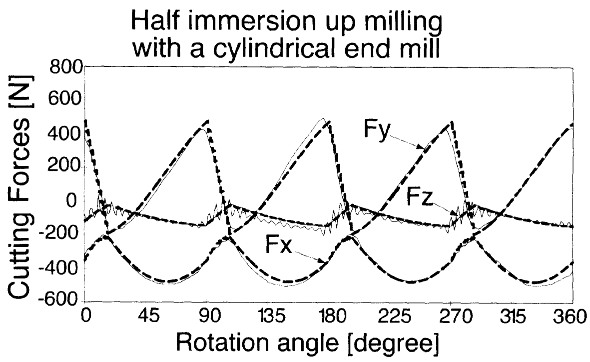

FIG. 12.9 – Efforts théoriques [75]

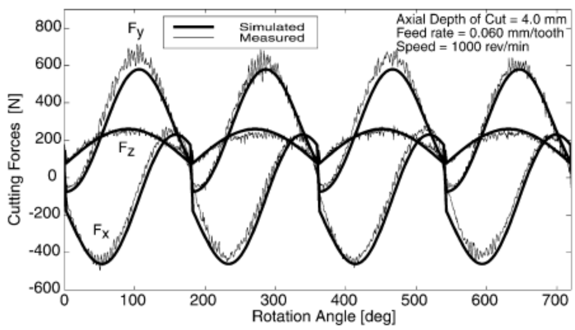

FIG. 12.10 – Efforts théoriques [53]

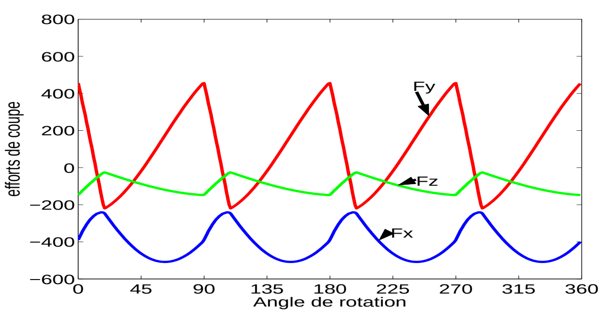

FIG. 12.11 – Résultats donnés par le simulateur

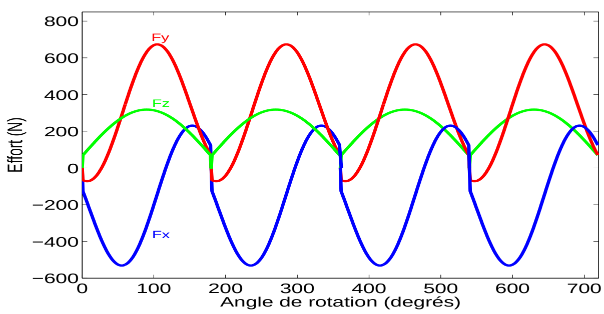

FIG. 12.12 – Résultats donnés par le simulateur

12.4 Intégration numérique des équations dynamiques

Nous avons testé notre logiciel en recherchant la fonction de transfert de systèmes par intégration numérique. Le système est excité par un effort sinusoïdal dans la plage de fréquence considérée. Le maximum de la réponse du système en régime pour chaque fréquence est comparé à la valeur de la fonction de transfert à cette fréquence.
Deux exemples ont été traités : un système présentant un amortissement proportionnel et un autre ayant des modes complexes.

12.4.1 Amortissement proportionnel

Nous avons modélisé un système discret à trois degrés de liberté (cf. figure 12.13) possédant les caractéristiques modales reprises dans le tableau 12.1

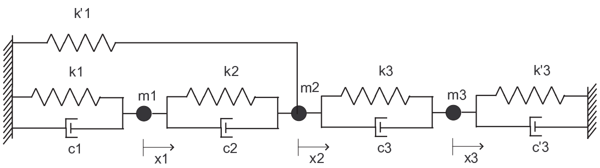

FIG. 12.13 – Exemple de système discret à trois degrés de liberté

donnée	mode 1	mode 2	mode 3
pulsation propre	$\sqrt{2}$ rad/s	2 rad/s	$\sqrt{6}$ rad/s
ξ	1,56 %	2 %	2,34 %
B_{inn}	0,5	1	0,5

TAB. 12.1 – Caractéristiques modales du système à amortissement proportionnel

Les caractéristiques modales correspondent à un amortissement proportionnel avec des valeurs ϵ et ν valant respectivement 0,005 et 0,0075. On obtient une parfaite adéquation entre les résultats obtenus par notre simulateur dynamique et la fonction de transfert théorique (cf. figure 12.14).

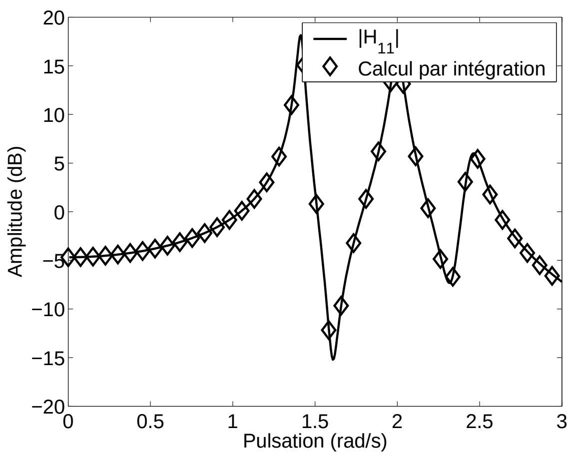

FIG. 12.14 – Fonction de transfert obtenue par intégration numérique

12.4.2 Résidus complexes

Le système modélisé est un centre d'usinage dont les caractéristiques sont exposées dans le tableau 12.2. Deux modes sont considérés et les résidus modaux sont complexes.

donnée	mode 1	mode 2
Fréquence propre	452,77 Hz	1448,53 Hz
ξ	12,37 %	1,651 %
r_{inn}	$9,20 \cdot 10^{-5} - j \cdot 1,86 \cdot 10^{-4}$ kg^{-1}	$-4,18 \cdot 10^{-5} - j \cdot 3,04 \cdot 10^{-4}$ kg^{-1}

TAB. 12.2 – Caractéristiques modales du centre d'usinage (d'après [75])

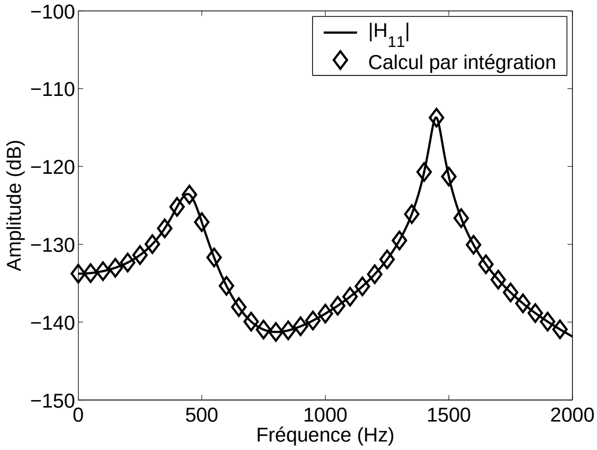

FIG. 12.15 – Fonction de transfert obtenue par intégration numérique

On constate à nouveau une parfaite adéquation entre la fonction de transfert théorique et le résultat donné par le simulateur (cf. figure 12.15).

12.5 Recherche des coefficients de coupe

L'algorithme de recherche des coefficients de coupe est testé pour deux géométries d'outil : une fraise cylindrique et une fraise boule. La méthode de recherche du décalage initial optimal est appliquée avec succès sur un cas idéal et sur ce même cas perturbé par un bruit blanc.

12.5.1 Données du problème

Les deux cas sont issus de la référence [75]. Les paramètres technologiques sont donnés dans le tableau 12.3. Les coefficients de coupe ayant servi à effectuer les simulations donnant les signaux d'entrée pour les deux cas sont repris dans le tableau 12.4

	Cylindrique	Boule
Diamètre	18,1 mm	19,05 mm
Nombre de dents	4	1
Angle d'hélice	30 °	30°
Avance	0,05 mm/dent	0,05 mm/dent
Vitesse de rotation	30m/min	33 m/min
Vitesse de coupe	263 tr/min	269 tr/min
Profondeur de passe axiale	5,08 mm	1,27 mm

TAB. 12.3 – Données pour les deux exemples traités

Coefficient	valeur (N/m^2)	Coefficient	valeur (N/m)
K_{tc}	$1,478072 \cdot 10^9$	K_{te}	$2,40 \cdot 10^4$
K_{rc}	$2,476475 \cdot 10^8$	K_{re}	$4,30 \cdot 10^4$
K_{ac}	$-5,771757 \cdot 10^8$	K_{fe}	0

TAB. 12.4 – Coefficients de coupe pour les deux exemples

12.5.2 Application de la méthode inverse

Fraise cylindrique

Le premier test consiste à recalculer les coefficients de coupe avec le signal simulé. Il s'agit du fraisage d'un alliage de titane avec une fraise cylindrique. Nous obtenons les résultats donnés par le tableau 12.5.

Coefficient	valeur (N/m^2)	Coefficient	valeur (N/m)
K_{tc}	$1,478072 \cdot 10^9$	K_{te}	$2,40 \cdot 10^4$
K_{rc}	$2,476475 \cdot 10^8$	K_{re}	$4,30 \cdot 10^4$
K_{ac}	$-5,771757 \cdot 10^8$	K_{fe}	$3.345836 \cdot 10^{-2}$

TAB. 12.5 – Coefficients de coupe recalculés, fraise cylindrique

Les résultats sont très proches des valeurs théoriques. Les écarts sont uniquement dus à des erreurs d'arrondi numérique car les deux modèles employés sont strictement identiques. Ceci est confirmé en comparant les efforts donnés par l'article (figure 12.16) et les valeurs recalculées (figure 12.17).

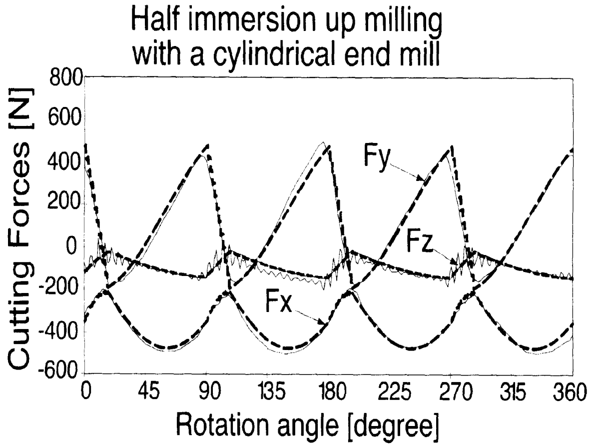

FIG. 12.16 – Efforts de coupe simulés (extrait de [75])

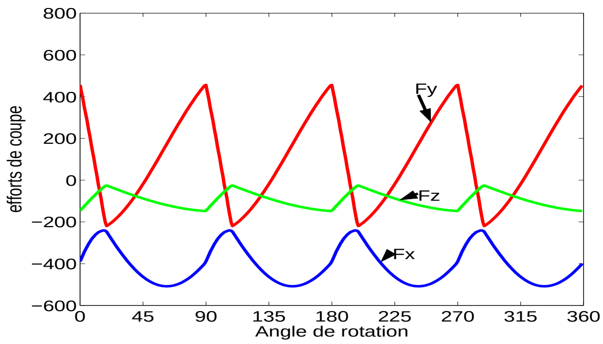

FIG. 12.17 – Efforts de coupe obtenus avec les coefficients recalculés

Fraise cylindrique en présence de bruit blanc

Afin de tester la robustesse de la méthode, il est nécessaire d'étudier les résultats obtenus en soumettant à l'algorithme un signal bruité. Le signal servant de base à cet essai sera le signal simulé de départ, auquel on ajoute une perturbation aléatoire. La perturbation aura une moyenne nulle et sa variance vaudra 10 % de la variation maximale de l'effort. Le tableau 12.6 présente les coefficients recalculés dans ces conditions et les écarts avec les données. Les efforts recalculés sont comparés avec les données bruitées sur la figure 12.18.

Coefficient	Valeur (N/m^2)	Ecart (%)	Coefficient	Valeur (N/m)	écart (%)
K_{tc}	$1,51 \cdot 10^9$	2,46	K_{te}	$2,30 \cdot 10^4$	4,09
K_{rc}	$2,41 \cdot 10^8$	2,64	K_{re}	$4,33 \cdot 10^4$	0,9
K_{ac}	$-5,79 \cdot 10^8$	0,47	K_{fe}	$7,44 \cdot 10^1$	n/a

TAB. 12.6 – Coefficients de coupe recalculés, fraise cylindrique en présence de bruit blanc

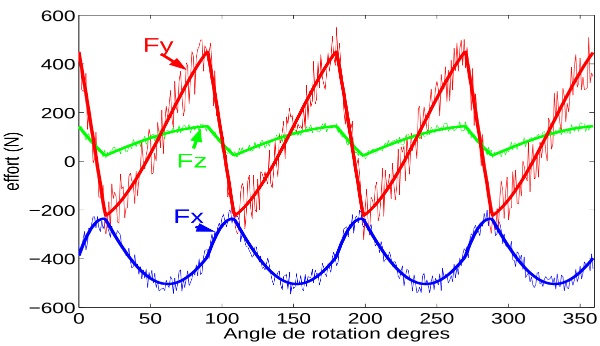

FIG. 12.18 – Efforts de coupe et perturbation aléatoire

Pour évaluer la précision de la méthode, nous utilisons l'écart quadratique moyen entre les données de base et le résultat de la modélisation (cf. relation 9.32 au § 9.5.5). La synthèse de ce calcul est présentée au tableau 12.7.

Direction	Ecart recalcul / signal perturbé	Ecart valeur initiale / signal perturbé
x	26,38	26,36
y	67,48	66,57
z	12,06	12,12

TAB. 12.7 – Ecarts quadratiques moyens (N), fraise cylindrique

Les écarts quadratiques moyens pour les efforts et les perturbations sont du même ordre de grandeur que les écarts quadratiques moyens des perturbations correspondantes, ce qui atteste de la bonne adéquation de la mesure.

Fraise boule

Pour prouver que la méthode est efficace pour tout type de géométrie, un deuxième calcul est effectué avec une fraise boule, issue de la même référence bibliographique [75]. En étudiant ce même cas avec une perturbation aléatoire de 10 %, nous obtenons les résultats présentés dans la table 12.8. La superposition de l'effort avec perturbation et de l'effort recalculé est présentée en figure 12.19

Coefficient	Valeur (N/m^2)	Ecart (%)	Coefficient	Valeur (N/M)	écart (%)
K_{tc}	$1,38 \cdot 10^9$	6,12	K_{te}	$2,35 \cdot 10^4$	2,08
K_{rc}	$2,63 \cdot 10^8$	6,08	K_{re}	$4,22 \cdot 10^4$	1,86
K_{ac}	$-6,04 \cdot 10^8$	4,68	K_{fe}	$1,53 \cdot 10^3$	n/a

TAB. 12.8 – Coefficients de coupe fraise boule en présence de bruit blanc

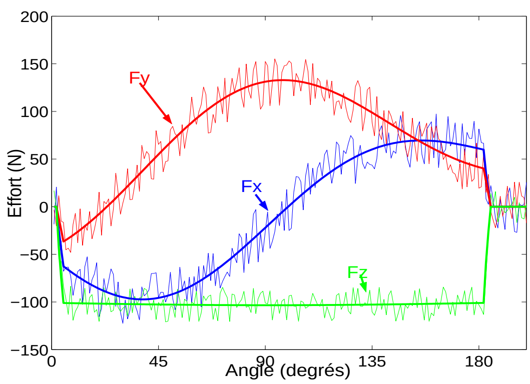

FIG. 12.19 – Efforts de coupe et perturbation aléatoire

L'étude de l'écart quadratique moyen (table 12.9) montre à nouveau la bonne adéquation de la méthode.

Direction	Ecart recalcul / signal perturbé	Ecart valeur initiale / signal perturbé
x	16,62	16,48
y	16,44	17,01
z	10,27	10,20

TAB. 12.9 – Ecarts quadratiques moyens (N), fraise boule

Recherche du décalage initial optimal

Afin de vérifier que la fonction objectif de notre optimisation est correctement choisie, nous avons testé l'évolution de l'erreur en fonction d'un décalage angulaire artificiellement imposé. En reprenant le cas de la fraise cylindrique (cf. §12.5), nous obtenons l'évolution présentée à la figure 12.20. L'évolution de l'erreur quadratique en fonction du décalage a une allure périodique (la période est l'écart entre les dents). Cette fonction présente un minimum à la valeur théorique optimale (0°), il est d'autant plus marqué que la perturbation est faible.

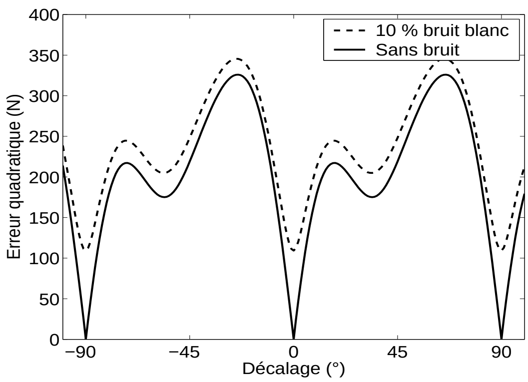

FIG. 12.20 – Evolution de l'écart quadratique moyen en fonction du décalage angulaire

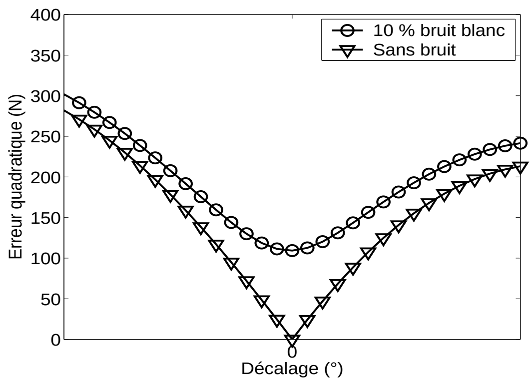

FIG. 12.21 – Evolution de l'écart quadratique moyen (zoom autour de la valeur idéale)

12.6 Système complet

Ce cas test modélise le fraisage latéral d'une plaque d'aluminium par une fraise cylindrique à une dent (diamètre 7 mm, angle d'hélice nul). Les données sont issues de l'article [55]. L'effort de coupe est modélisé comme une loi non linéaire de l'épaisseur du copeau :

$$F_t = K_t \cdot a \cdot h^{x_F} \qquad\qquad F_r = K_r \cdot F_t \tag{12.2}$$

Les données sont reprises dans le tableau 12.10.

Données efforts		Données dynamiques	
K_t	288 N/mm^2	f_{0y}	110,4 Hz
K_r	0,3	ξ_y	0,4 %
x_F	0,4	k_y	$3,58 \cdot 10^6$ N/m
Données technologiques			
Avance			0,1 mm/dent
Profondeur de passe axiale			4 mm
Profondeur de passe radiale			2 mm

TAB. 12.10 – Données pour l'exemple de simulation

La flexibilité de la plaque est telle que la broche de la machine peut être considérée comme infiniment rigide. Les lobes de stabilité pour ce cas de figure sont présentés à la figure 12.22.

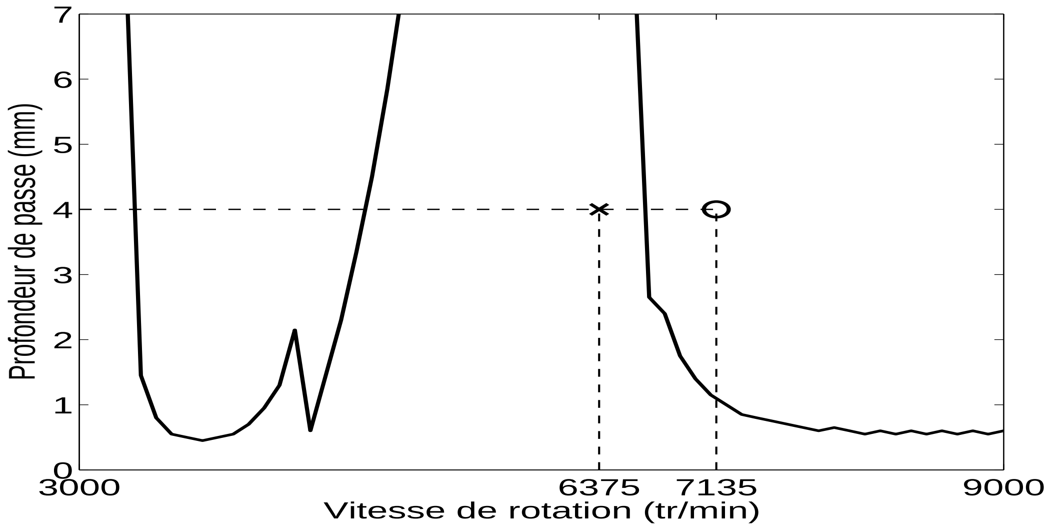

FIG. 12.22 – Lobes de stabilité pour l'exemple et les deux points particuliers de simulation

L'article propose deux vitesses de rotation conduisant à un usinage stable et à un cas instable. Nous avons employé le logiciel développé dans le cadre de cette thèse pour simuler ces deux exemples.

12.6.1 Cas stable

Pour une vitesse de rotation de la broche de 6375 tr/min et une profondeur de passe axiale de 4 mm, l'usinage est stable.

L'article présente l'évolution du déplacement et de l'accélération mesurée sur la plaque. On remarque une bonne adéquation entre ce que présente l'article (figures 12.23) et les résultats de nos simulations (figure 12.24).

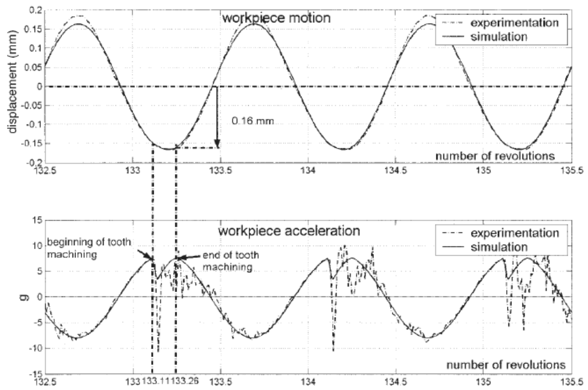

FIG. 12.23 – Déplacement et accélération selon [55]

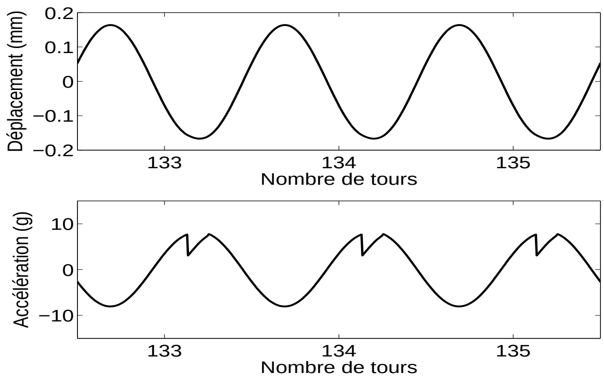

FIG. 12.24 – Valeurs recalculées

L'effort de coupe résultant (figure 12.25) a une intensité maximale d'approximativement 400 N et se reproduit de manière périodique pour chaque rotation de l'outil.

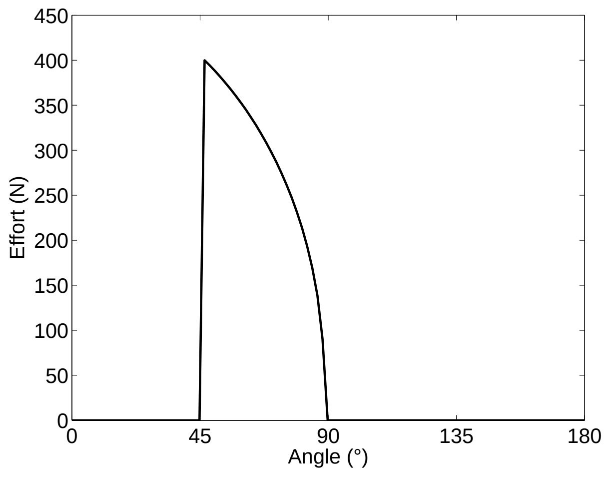

FIG. 12.25 – Evolution de l'effort de coupe pour le cas stable

12.6.2 Cas instable

Pour une vitesse de rotation de 7135 tr/min, l'usinage devient instable. L'amplitude du déplacement augmente fortement et on observe que pour certains pas de temps, l'outil sort de la matière.

La transformée de Fourier rapide (FFT) du déplacement présente un pic dominant proche de la fréquence propre du système (110,8 Hz). Un deuxième pic de plus faible intensité correspond à la période de passage des dents (119 Hz). D'autres pics sont également visibles, leur présence est liée à la bifurcation de Hopf. A nouveau, les écarts entre le simulateur (figure 12.27) et l'article (figure 12.26) sont négligeables.

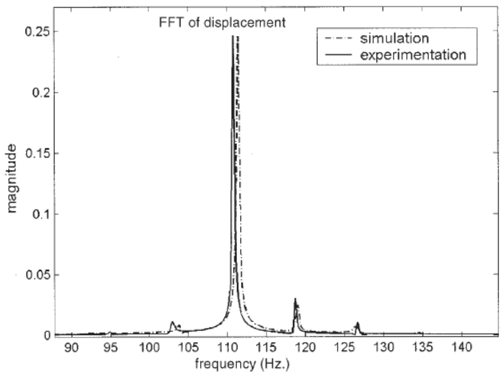

FIG. 12.26 – FFT du déplacement d'après [55]

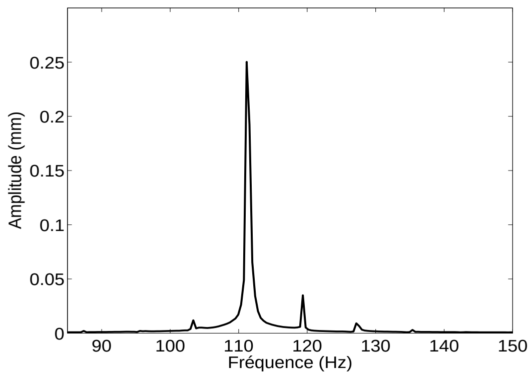

FIG. 12.27 – FFT recalculée

On peut constater en examinant l'effort de coupe (figure 12.28) que l'outil sort effectivement de la matière lors de certaines périodes de rotation (l'effort de coupe est alors nul). L'usinage n'a réellement lieu que durant neuf périodes de rotation sur quinze.

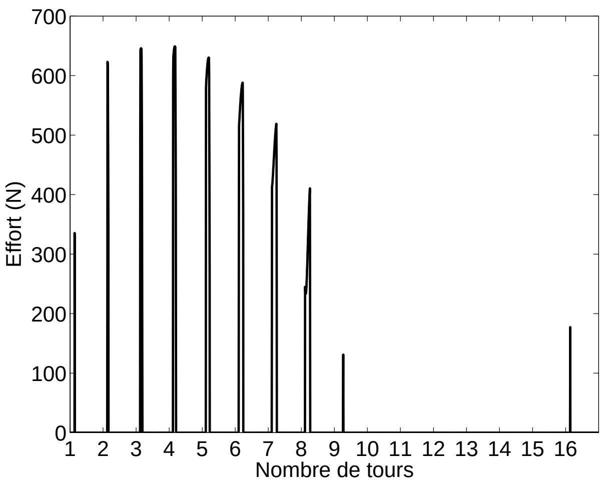

FIG. 12.28 – Evolution de l'effort de coupe sur plusieurs périodes de rotation pour le cas instable

Notre simulateur permet également de contrôler l'état de surface après usinage. Les mesures effectuées par l'auteur [55] montrent que la surface de la pièce est marquée par des traces distantes de plus ou moins 1,5 mm dans une direction parallèle à l'avance (cf. figure 12.29). La simulation a pu mettre en évidence ce type de fini de surface (figure 12.30).

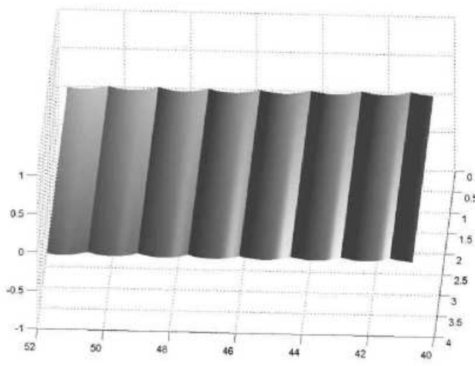

FIG. 12.29 – Etat de surface après usinage [55]

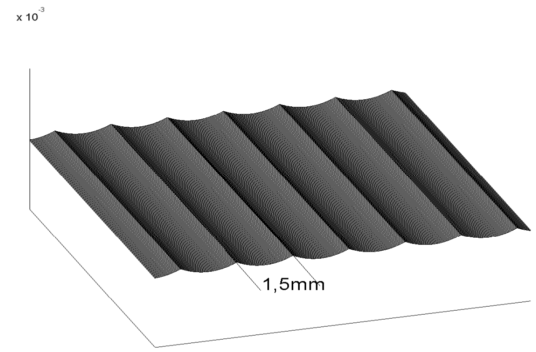

FIG. 12.30 – Surface simulée

12.7 Lobes de stabilité obtenus grâce à la simulation dynamique

Les lobes de stabilité obtenus par simulation dynamique sont comparés aux lobes obtenus par la méthode analytique. Notre simulateur a pu mettre en évidence une bonne adéquation entre les deux méthodes lorsque la coupe est continue. Lorsque le procédé devient intermittent (faible profondeur de passe, nombre de dents peu élevé), on remarque l'apparition de lobes supplémentaires liés à la bifurcation. Notre simulateur est également capable de les reproduire.

12.7.1 Lobes dans un cas linéaire

Le cas modélisé correspond au surfaçage d'un bloc de 63 mm de largeur avec une fraise de diamètre 110 mm à 10 dents (cf. figure 12.31). Cet exemple est issu de la référence [31]. Avec ces données, il y a toujours un minimum de deux dents en prise. Ce cas correspondant à une coupe quasi continue, les lobes de stabilité donnés par la méthode analytique donnent une bonne image de la réalité.

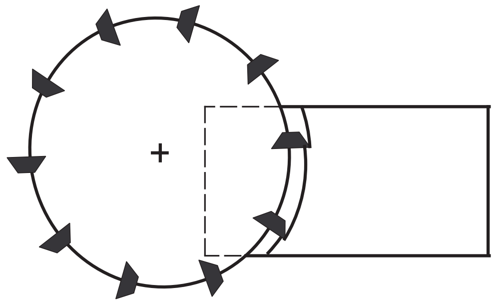

FIG. 12.31 – Schéma vu du dessus de l'exemple de surfaçage

Le logiciel de simulation dynamique a été employé pour rechercher les lobes de stabilité. les vitesses de rotation simulées vont de 100 tr/min à 450 tr/min par pas de 5 tr/min. Les profondeurs de passe axiales vont de 0 à 7 mm par pas de 0,1 mm. La comparaison de ces résultats avec la méthode analytique est présentée à la figure 12.32.

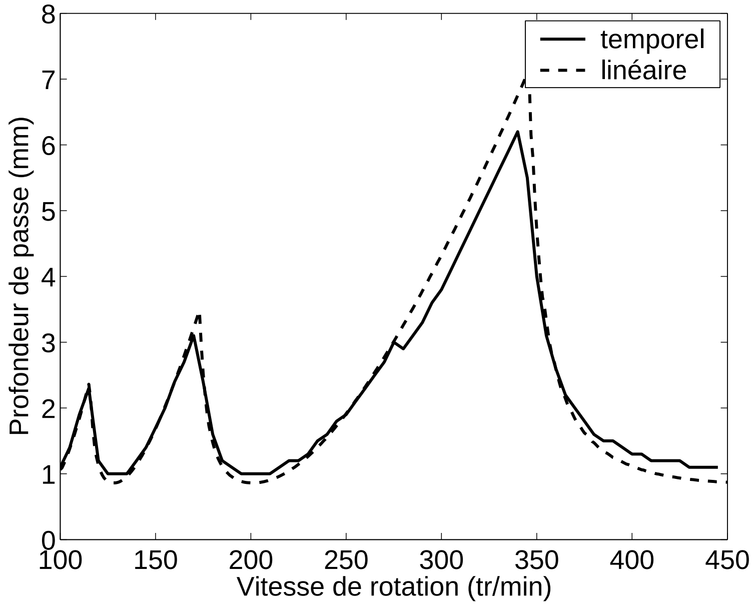

FIG. 12.32 – Comparaison entre les lobes obtenus par la méthode linéaire et ceux obtenus par la méthode temporelle

On remarque que l'écart entre les deux méthodes est assez faible, ce qui confirme que la méthode linéaire est bien apte à évaluer la stabilité de l'usinage dans un cas où la coupe est relativement continue.

Les écarts observés entre les deux courbes peuvent essentiellement s'expliquer par deux facteurs liés au temps de calcul. La durée des simulations avec la méthode temporelle est plus importante. Les incréments de vitesse et de profondeur de passe ne peuvent être trop petits pour garder un temps de simulation raisonnable. Ceci a pour effet de rendre les courbes de stabilité obtenues moins «lisses».

D'autre part, le critère de stabilité se base sur une épaisseur limite du copeau en régime et pas une tendance à l'augmentation ou la diminution d'une perturbation. Pour les points proches de la limite inconditionnelle de stabilité, les constantes de temps du système peuvent être importantes. Il est donc possible que certaines simulations de cas instables soient arrêtées avant que la condition d'instabilité n'ait été rencontrée. C'est pourquoi on constate généralement que les lobes obtenus par simulation dynamique ont tendance à surestimer la limite inconditionnelle de stabilité.

12.7.2 Lobes pour un outil à pas variable

Le problème modélisé est l'usinage d'épaulements (demi fraise en avalant, avance 0.1 mm/dent) par une fraise cylindrique à quatre dents de diamètre 10 mm. Le matériau usiné a des coefficients de coupe valant respectivement 1500 MPa pour K_t et 450 MPa pour K_r. Le système est considéré comme flexible selon la direction perpendiculaire à l'avance. Les caractéristiques dynamiques de ce système sont les suivantes : fréquence propre de 100 Hz, degré d'amortissement réduit de 2%, raideur de 10^7 N/m.

Deux outils sont employés : l'un à pas constant et l'autre à pas variable (les dents sont espacées respectivement de 75, 105, 75 et 105 degrés). Les lobes de stabilité obtenus par la méthode analytique sont comparés pour les deux outils (figure 12.33).

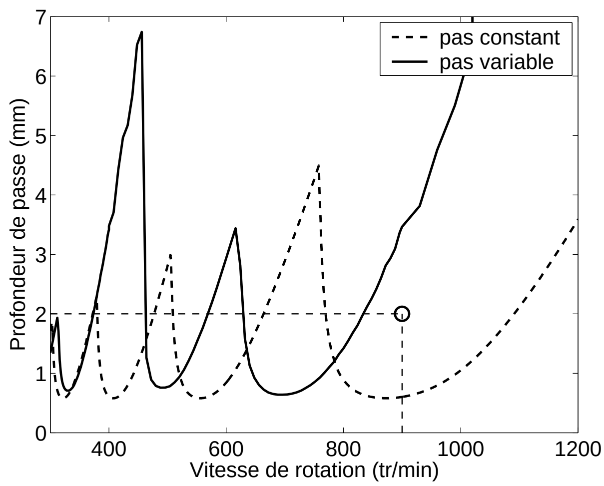

FIG. 12.33 – Comparaison des lobes de stabilité donnés par la méthode linéaire pour un outil à pas constant et à pas variable

On peut constater que pour certaines vitesses de rotation, la zone de stabilité est nettement plus étendue avec l'outil à pas variable. Un point de simulation particulier a été choisi pour une vitesse de rotation de 900 tr/min et une profondeur de passe axiale de 2 mm. Ce point a été simulé en utilisant les deux outils de coupe (pas constant et pas variable).

La comparaison des efforts de coupe (figure 12.34) montre clairement la stabilisation obtenue lors de l'emploi d'outil à pas variable. Le niveau d'effort est moindre pour l'outil à pas variable (pics à 400 N) que pour l'outil classique (pics au-delà de 1100 N), ce qui aura un impact sur la durée de vie de l'outil et la qualité de la pièce usinée. La simulation permet d'estimer la rugosité à 1,7 μm pour l'outil à pas variable et à 21 μm pour l'outil à pas constant.

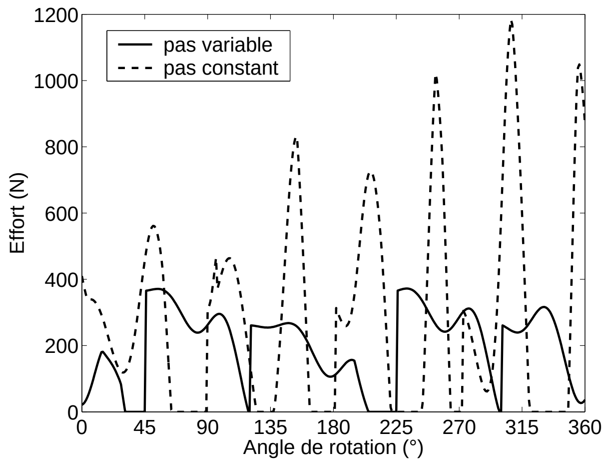

FIG. 12.34 – Comparaison des efforts de coupe simulés en régime pour les deux outils

12.7.3 Lobes pour une faible profondeur de passe

Lorsque la coupe est intermittente, un nouveau type de lobe apparaît, lié à la bifurcation «flip». Pour montrer cet effet, nous avons modélisé le fraisage de finition d'un bloc d'acier avec une fraise cylindrique à une dent. Les données sont reprises dans le tableau 12.11.

Paramètres efforts		Données dynamiques	
K_t	5,5 10^8 N/m^2	f_{0x}	146,5 Hz
K_r	2 10^8 N/m^2	ξ_x	0,32 %
		m_x	2,573 kg

TAB. 12.11 – Données pour l'exemple de simulation de fraisage à faible profondeur de passe

Les figures 12.35 et 12.36 présentent la comparaison de la méthode analytique avec la méthode de semi-discrétisation pour le cas d'une profondeur de passe radiale égale à la moitié du diamètre de l'outil.

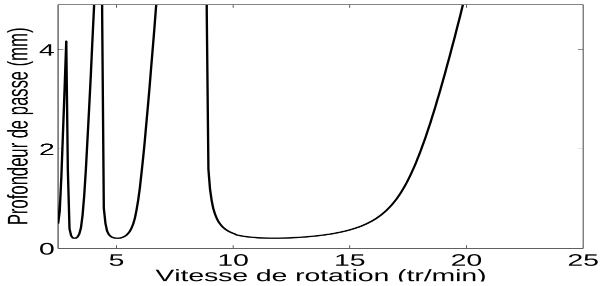

FIG. 12.35 – Lobes de stabilité par la méthode analytique

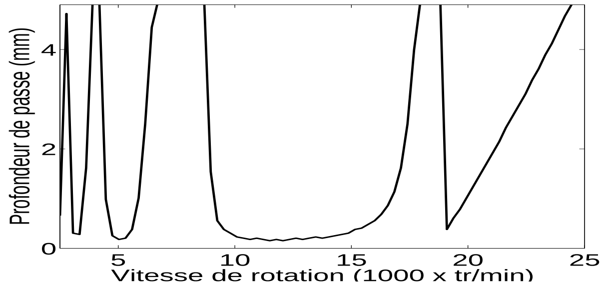

FIG. 12.36 – Lobes de stabilité par la méthode de semi-discrétisation

On peut remarquer que les lobes correspondant à la bifurcation de Hopf sont bien prédits par la méthode analytique mais que ce type de simulation ne prend pas en compte l'autre type d'instabilité.
La figure 12.37 présente les lobes de stabilité obtenus par la méthode de simulation temporelle. Cette méthode permet de mettre en évidence les deux types de bifurcations. Par comparaison avec la figure 12.36, on peut constater une bonne adéquation avec la méthode de semi-discrétisation.

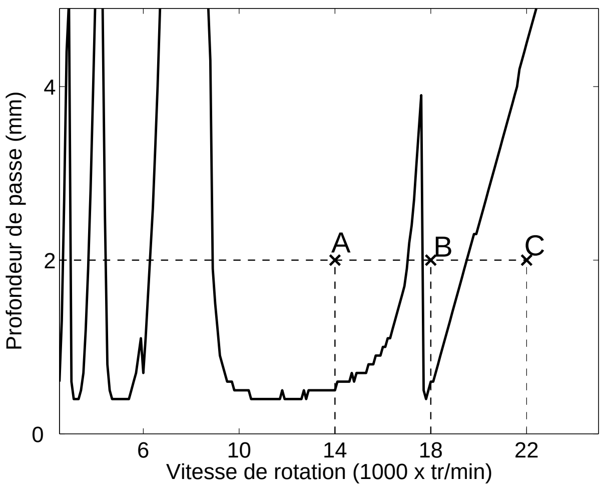

FIG. 12.37 – Lobes obtenus par la méthode temporelle

12.8 Evolution temporelle des signaux

Nous avons observé les évolutions temporelles des déplacements pour plusieurs paramètres de coupe du système étudié au paragraphe 12.7.3 (les points A, B et C sur la figure 12.37). Ces points de simulation correspondent à trois situations distinctes (système instable lié à la bifurcation de Hopf, système instable lié à la bifurcation flip et système stable). La simulation dynamique nous permet d'obtenir le contenu fréquentiel des signaux (efforts ou déplacements par exemple). Nous pouvons également étudier les signaux échantillonnés une fois par tour et les sections de Poincaré pour comparer nos résultats aux tendances décrites dans l'article de référence.

12.8.1 Instabilité liée à la bifurcation de Hopf

Il s'agit du type d'instabilité prédit par les méthodes analytiques. Le mouvement devient chaotique lorsque l'instabilité est atteinte (cf figures 12.38 et 12.39). Sur la section de Poincaré (cf. figure 12.40), les points ont tendance à se rassembler sur une courbe fermée (la zone centrale plus dense correspond aux premiers points de l'intervalle de temps).

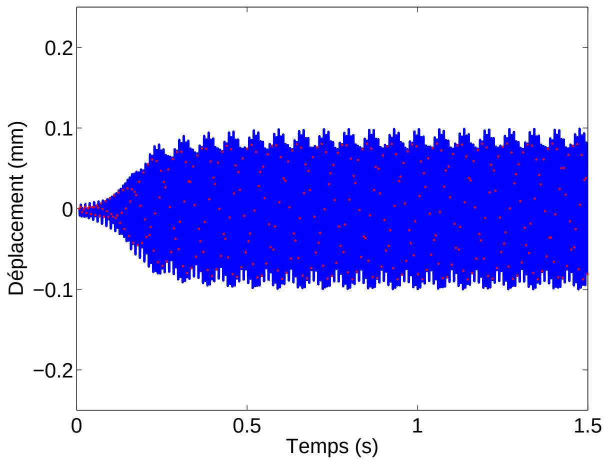

FIG. 12.38 – Déplacement et déplacement échantillonné 1 x par tour, point A fig 12.37

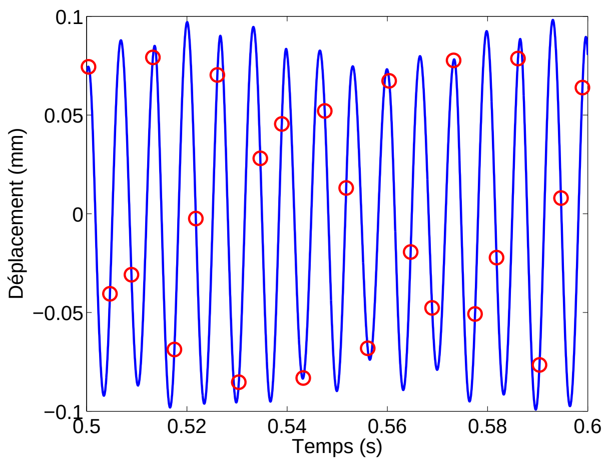

FIG. 12.39 – Zoom sur la figure précédente

Le contenu fréquentiel du déplacement peut être obtenu en prenant la transformée de Fourier du résultat de la simulation. On peut observer (figure 12.41) que ce signal est dominé par une fréquence de «chatter» proche de la fréquence propre du système. Des raies annexes correspondant aux fréquences de passage de dent et aux fréquences liées à la bifurcation de Hopf sont également visibles.

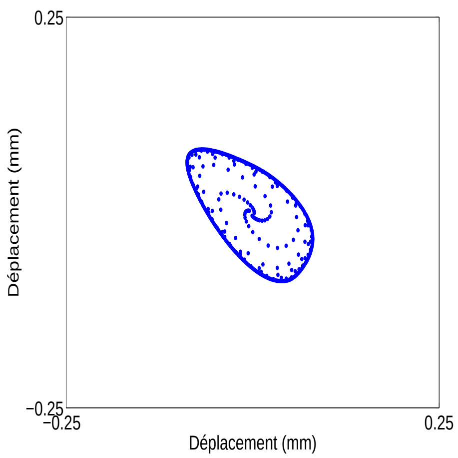

FIG. 12.40 – Section de Poincaré, point A fig 12.37

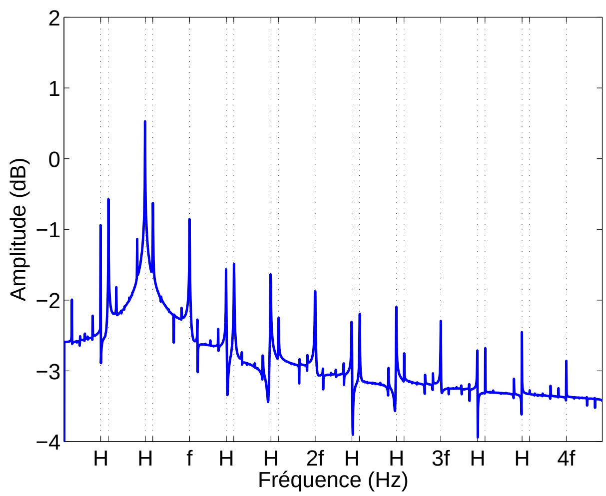

FIG. 12.41 – Contenu fréquentiel du signal lors de la bifurcation de Hopf (f : fréquence de passage de dents ; H : fréquences liées à la bifurcation)

12.8.2 Instabilité liée à la bifurcation «flip»

Le mouvement du système est similaire à celui produit par un phénomène de battement (cf. figures 12.42 et 12.43). L'échantillonnage une fois par tour permet de visualiser l'enveloppe du signal. Les points sur la section de Poincaré (cf. figure 12.44) se groupent en deux courbes distinctes dans deux quadrants opposés.

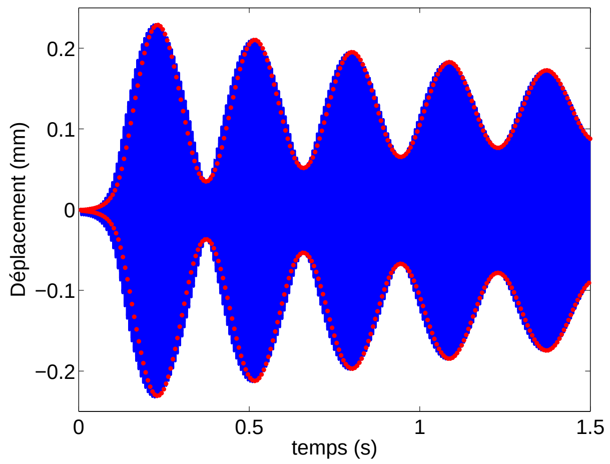

FIG. 12.42 – Déplacement et déplacement échantillonné 1 x par tour, point B fig 12.37

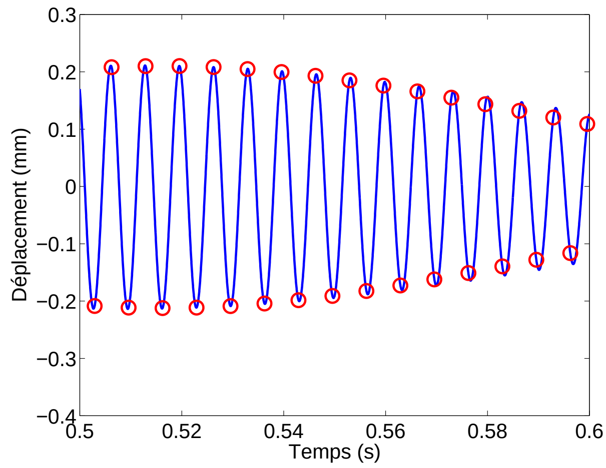

FIG. 12.43 – Zoom sur la figure précédente

Le contenu fréquentiel du déplacement (figure 12.45) est dominé par une fréquence de chatter proche de la fréquence propre du système. Des raies annexes correspondant aux fréquences de passage de dent et aux fréquences liées à la bifurcation Flip sont également visibles.

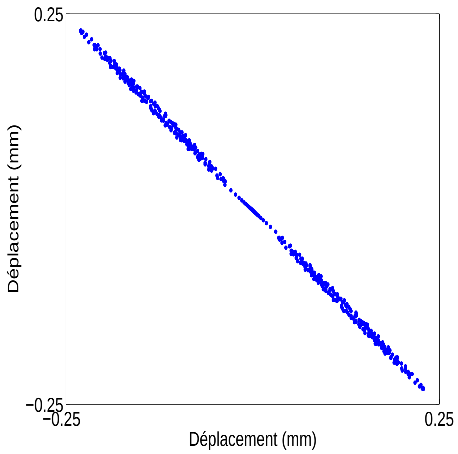

FIG. 12.44 – Section de Poincaré, point B fig 12.37

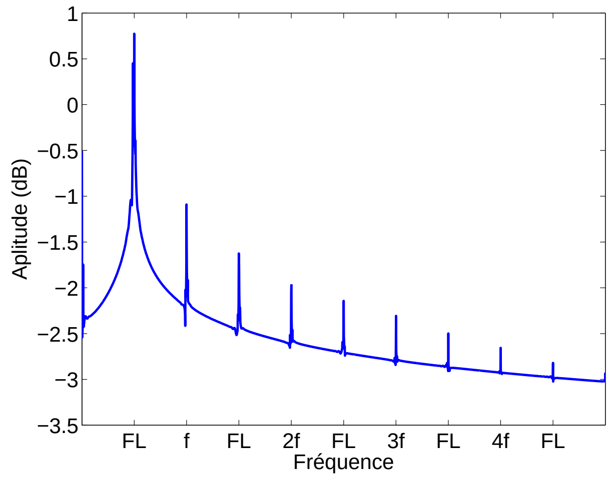

FIG. 12.45 – Contenu fréquentiel du signal lors de la bifurcation flip (f : fréquence de passage de dents; FL : fréquences liées à la bifurcation)

12.8.3 Phénomène stable

L'amplitude de vibration est nettement plus faible que dans les autres cas (cf. figures 12.46 et 12.47).

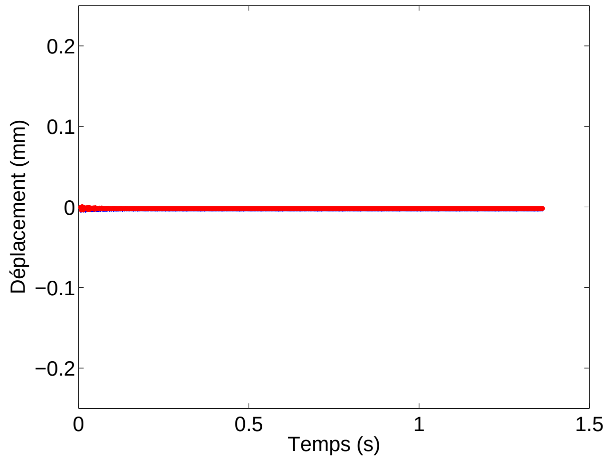

FIG. 12.46 – Déplacement et déplacement échantillonné 1 x par tour, point C fig 12.37

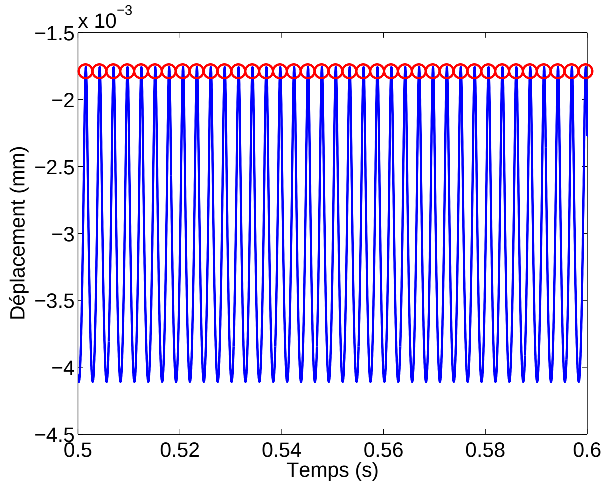

FIG. 12.47 – Zoom sur la figure précédente

Le contenu fréquentiel du déplacement (figure 12.49) est dominé par les fréquences de passage de dent comme prévu par la théorie.

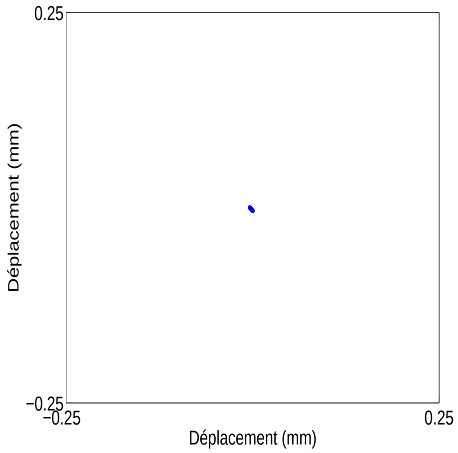

FIG. 12.48 – Section de Poincaré, point B fig 12.37

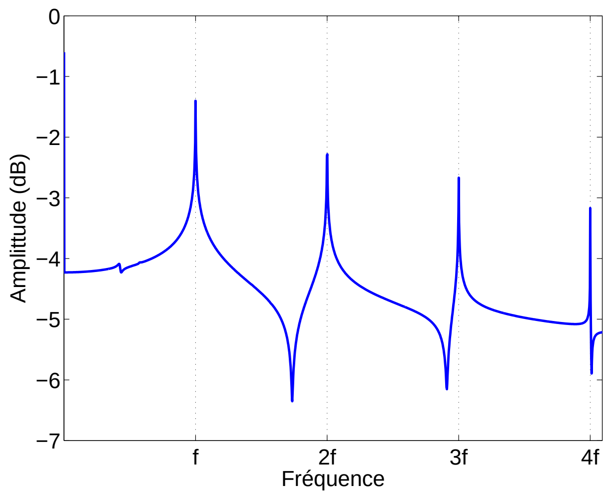

FIG. 12.49 – Contenu fréquentiel du signal lors d'un usinage stable (f : fréquence de passage de dents)

12.9 Lobes basés sur des critères technologiques

Un avantage de l'utilisation de méthodes temporelles est qu'elles permettent de déterminer tout un ensemble de grandeurs réelles sur le système. Certains éléments peuvent être utilisés comme critères limitatifs pour déterminer les zones acceptables pour les paramètres technologiques. Citons par exemple :

- l'effort maximal sur la fraise, en se fixant un critère sur l'usure ou la résistance mécanique de l'outil ;
- l'amplitude maximale de vibration acceptable (une trop grande amplitude peut accélérer la détérioration de certains organes de la machine, par fatigue notamment) ;
- l'état de surface acceptable après usinage.

Nous avons repris le système étudié au paragraphe 12.7.3 pour tester cette méthode.
Il est possible de visualiser les courbes correspondant à plusieurs valeurs de seuils pour avoir une idée de la sensibilité des lobes à ce paramètre. La figure 12.50 présente par exemple les lobes liés à des valeurs d'effort variant par pas de 20 N.

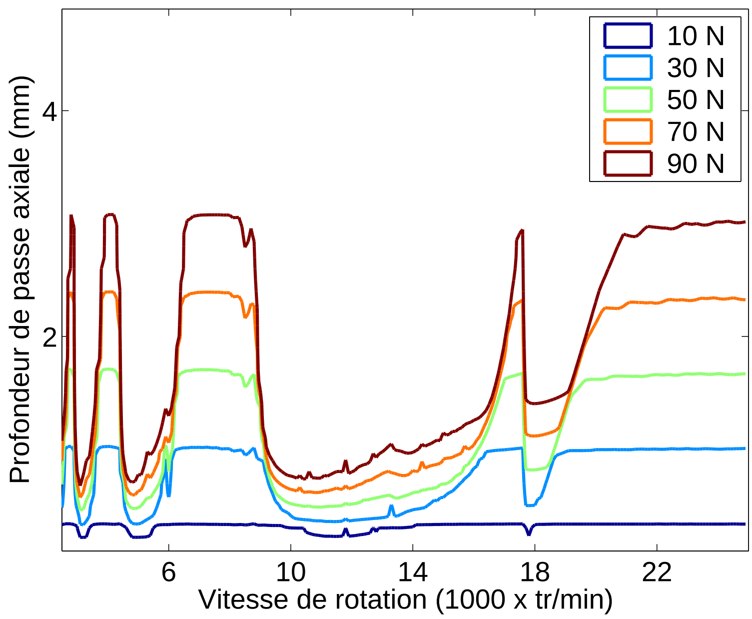

FIG. 12.50 – Limites de stabilité pour plusieurs valeurs d'effort

Plusieurs éléments peuvent être superposés sur un même graphique pour visualiser différents facteurs limitatifs. Si nous reprenons l'exemple de la section précédente, et que nous fixons une limite de 100 N pour l'effort, 100 μm pour le déplacement et 0,0625 μm pour la rugosité totale (valeur théorique sans vibration), nous obtenons les lobes présentés à la figure 12.51.

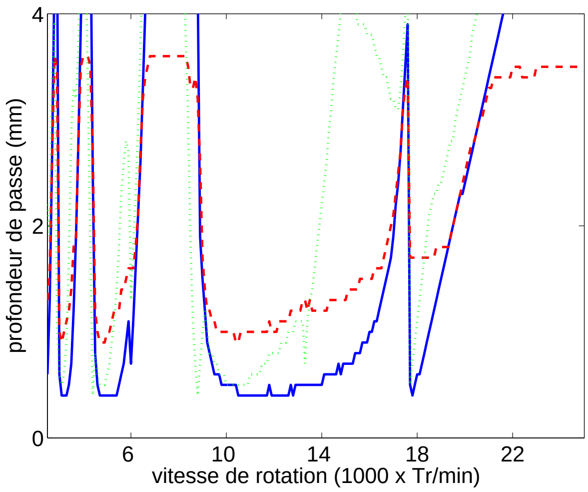

FIG. 12.51 – Lobes basés sur des critères technologiques : rugosité (continu), vibration (pointillé) et effort (tirets)

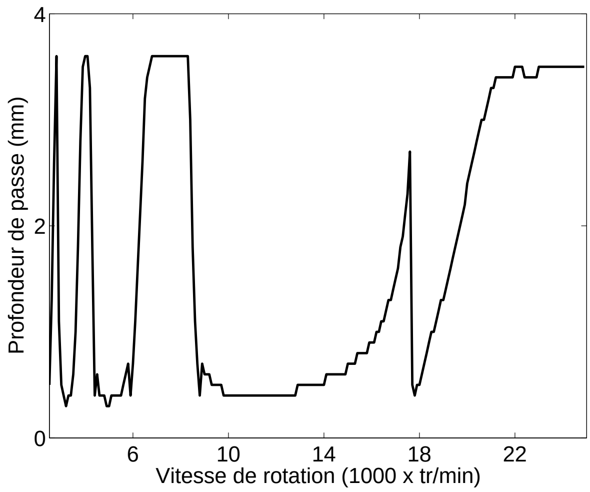

FIG. 12.52 – Lobes résumant l'ensemble des critères

Suivant la gamme de vitesse considérée, le critère limitatif varie. On remarque que les lobes basés sur l'état de surface (lorsqu'on utilise comme limite la rugosité cinématique) sont pratiquement identiques à ceux basés sur l'épaisseur du copeau. L'amplitude de vibration est principalement limitative lorsqu'on est proche d'une fréquence propre du système. En combinant l'information de l'ensemble de ces courbes, on peut obtenir le graphique synthétique présenté à la figure 12.52.

12.10 Conclusion

Un ensemble de validations du logiciel développé par rapport à des résultats de la bibliographie a été présenté. Les résultats sont en accord avec les mesures effectuées par plusieurs auteurs. Notre logiciel est capable de reproduire les efforts de coupe, la surface usinée et la dynamique des phénomènes. L'instabilité et le contenu fréquentiel des signaux lors de l'apparition d'une instabilité sont bien en accord avec les résultats expérimentaux d'autres auteurs. Le logiciel va donc pouvoir être confronté à nos propres validations expérimentales.

Chapitre 13

Validation expérimentale

13.1 Introduction

La validation expérimentale du simulateur est une étape importante pour juger des possibilités d'application pratique des codes de simulation développés. Ce chapitre présente les mesures effectuées dans le cadre de cette thèse pour valider les algorithmes développés. Dans un premier temps, les lobes de stabilité obtenus par les méthodes analytiques sont comparés aux résultats obtenus par les algorithmes de détection. Le modèle de recherche des coefficients de coupe est ensuite exploité pour retrouver les paramètres à utiliser pour le modèle d'effort de coupe. Finalement, le simulateur complet est testé en conditions réelles.

13.2 Détection des lobes de stabilité

La dynamique d'une machine-outil peut se révéler complexe et délicate à modéliser. Afin de garantir une validation progressive des algorithmes développés, nous avons réalisé les essais en posant l'échantillon à étudier sur une structure de type portique. Cette structure monobloc est constituée d'un volume d'acier soutenu par quatre lames (hauteur 100 mm, épaisseur 2 mm cf. figure 13.1). Elle possède un mode de flexion dominant dans la direction perpendiculaire à l'avance (cf. figure 13.2).

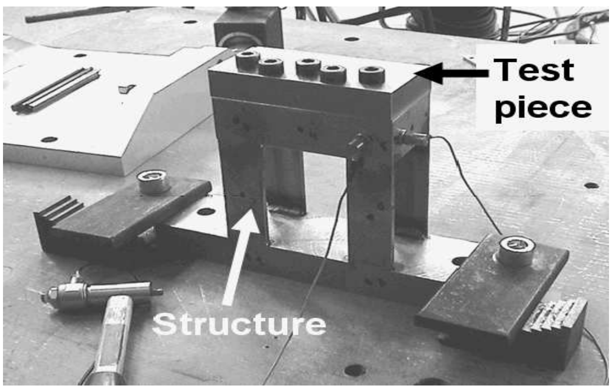

Fig. 13.1 – Structure de test

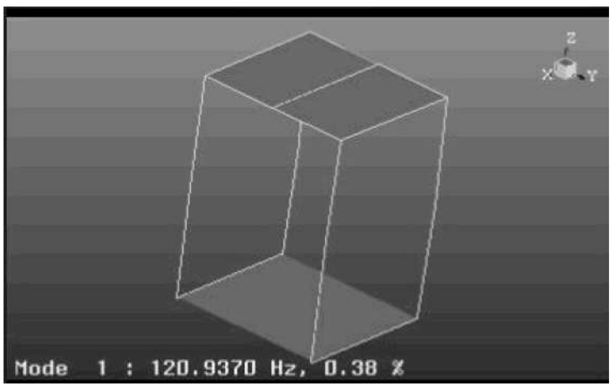

Fig. 13.2 – Analyse modale expérimentale de la structure

Les caractéristiques de cette structure permettent d'émettre deux hypothèses simplificatrices lors de l'analyse des résultats :

– la dynamique du système complet peut être réduite à la dynamique de la structure car celle-ci est largement plus flexible que le reste de la machine ;
– le système peut être modélisé comme un système à un seul mode car la première fréquence propre est assez éloignée des autres fréquences propres du système.

Le mode propre dominant du système (fréquence propre 120,9 Hz, degré d'amortissement réduit 0,38 %) est donc pris comme unique caractéristique dynamique pour la simulation.

13.2.1 Présentation du setup expérimental

Nous avons utilisé la structure de test pour réaliser un ensemble d'essais d'usinage visant à valider le concept de lobes de stabilité et à déterminer le contenu fréquentiel des signaux obtenus en usinage. Des échantillons en acier de construction étaient fixés sur la structure ; des épaulements ont été réalisés avec une fraise cylindrique en carbure à trois dents de diamètre 10 mm (cf. figure 13.3).

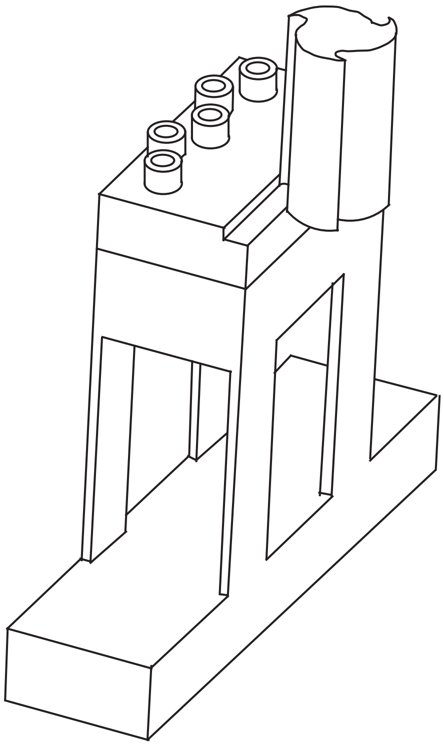

FIG. 13.3 – Usinage des éprouvettes

La profondeur de passe radiale vaut 5 mm, l'avance est de 0,05 mm/dent, la vitesse de rotation et la profondeur de passe axiale sont variables (cf. tableau 13.5). La méthode analytique présentée précédemment (§3.3) permet d'obtenir les lobes de stabilité associés à l'opération réalisée. Ce graphique est présenté à la figure 13.4 avec les différents points expérimentaux.

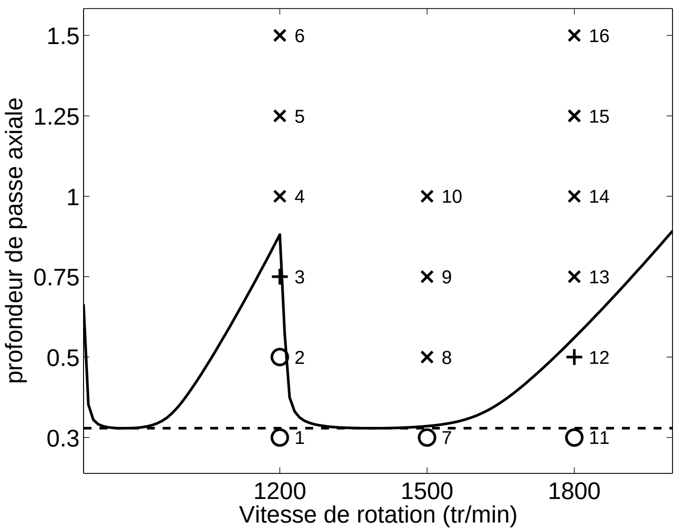

FIG. 13.4 – Lobes de stabilité estimés pour la structure de test et mesures expérimentales (o : point stable ; x : point instable ; + : point limite

Test	Vitesse de rotation (tr/min)	Profondeur de passe axiale (mm)
1	1200	0,3
2	1200	0,5
3	1200	0,75
4	1200	1
5	1200	1,25
6	1200	1,5
7	1500	0,25
8	1500	0,5
9	1500	0,75
10	1500	1
11	1800	0,3
12	1800	0,5
13	1800	0,75
14	1800	1
15	1800	1,25
16	1800	1,5

FIG. 13.5 – Données des essais d'usinage sur la structure de test

La réponse du système a été mesurée par l'intermédiaire d'un accéléromètre placé sur la structure ; un micro enregistrait les émissions acoustiques en cours d'usinage (cf. figure 13.6). La chaîne de mesure est complétée par une carte d'acquisition permettant l'enregistrement des signaux sur PC.

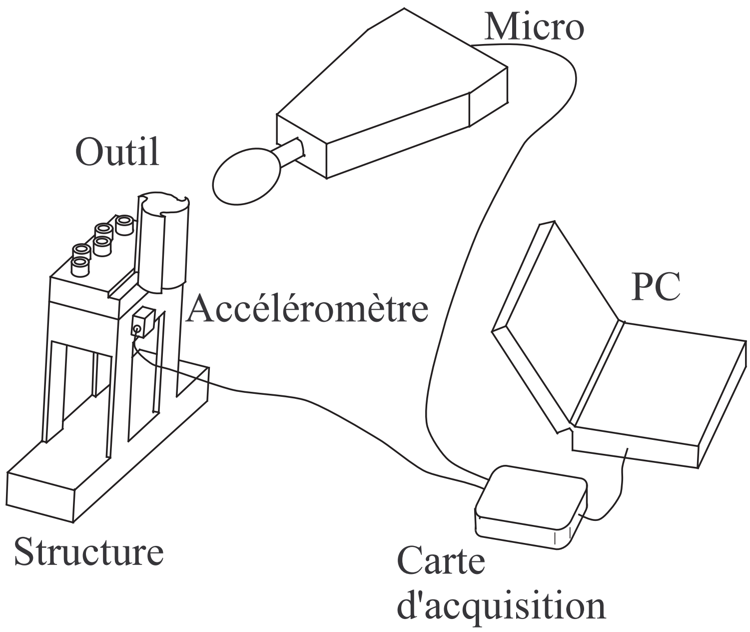

FIG. 13.6 – Chaîne de mesure

Pour vérifier l'accord entre la simulation et les mesures, les trois méthodes de détection présentées au chapitre 6 ont été expérimentées. Nous exposerons ici les résultats obtenus en analysant les signaux mesurés par le micro. Le même type de conclusions peut être tiré à partir du signal mesuré par l'accéléromètre.
Sur la figure 13.4, les points indiqués comme «stable» ou «instable» sont ceux pour lesquels les trois méthodes de détection donnaient une indication équivalente. Les points indiqués comme «limite» sont ceux pour lesquels une méthode donnait une conclusion différente des autres.
On remarque que la zone théoriquement la plus favorable se situe aux alentours de 1200 tr/min. Cette vitesse de rotation donne une valeur de déphasage ϵ proche de zéro.
Pour rappel :

$$\frac{f}{z \cdot n} = N + \frac{\epsilon}{2\pi} \Rightarrow \frac{120,97}{3 \cdot 20} = 2 + \frac{\epsilon}{2\pi} \Rightarrow \epsilon = 0,1016 \text{ rad} \tag{13.1}$$

Par contre, les essais à 1500 tr/min se situent dans une zone très défavorable pour laquelle ϵ a une valeur proche de $\pi/2$. La limite de stabilité est donc plus basse pour ce cas de figure.

13.2.2 Application des méthodes de détection

La détection s'est basée sur la pression acoustique ; L'apparition de l'instabilité peut être constatée par trois méthodes différentes.

Méthode basée sur l'amplitude

Cette méthode consiste à observer l'évolution de l'amplitude du pic dominant de la transformée de Fourier du signal mesuré. Cette valeur augmente avec la profondeur de passe et il suffit de se fixer une valeur seuil au-dessus de laquelle le signal est considéré comme instable. Une méthode pratique de détermination de ce seuil lors de l'emploi d'un micro consiste à considérer que la limite vaut la valeur mesurée lors d'un essai à vide à la même vitesse de rotation. Dans ce cas, le seuil de détection a été fixé à 7,8 mV (8 x la valeur à vide). On constate que l'instabilité apparaît entre 0,75 et 1 mm pour la série d'essais à 1200 tr/min (cf. figure 13.7).

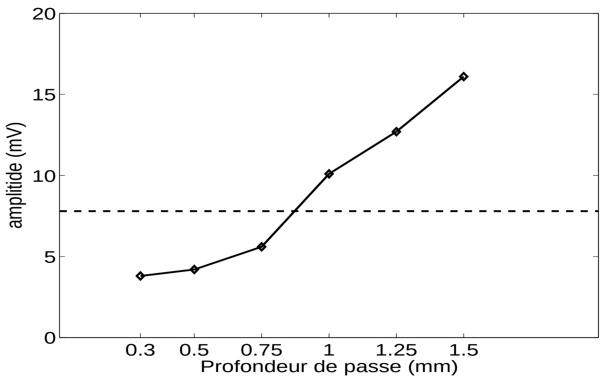

FIG. 13.7 – Evolution de l'amplitude du pic dominant avec la profondeur de passe

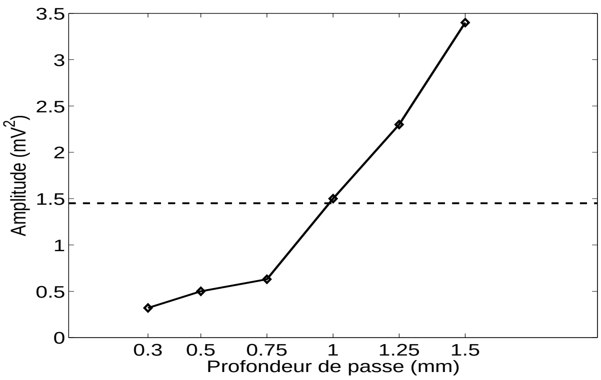

FIG. 13.8 – Evolution de la variance du signal avec la profondeur de passe

Méthode basée sur la variance

Le même type de raisonnement peut être tenu en examinant l'évolution de la variance du signal échantillonné une fois par tour. Son augmentation avec la profondeur de passe est bien vérifiée (cf. figure 13.8). Le seuil à partir duquel le système est considéré comme instable donne une limite de stabilité du même ordre de grandeur que la méthode précédente.

Méthode basée sur le contenu fréquentiel

L'examen du contenu fréquentiel des signaux permet également d'évaluer l'aspect stable ou instable des signaux. La fréquence du pic dominant de la décomposition du signal en série de Fourier est relevée. Si cette fréquence est multiple de la fréquence de passage de dents, le signal est considéré comme étant stable. Dans le cas contraire, le signal est instable.

En examinant la plus faible profondeur de passe (0,3 mm), on constate que le signal est effectivement dominé par la fréquence de passage de dents et ses harmoniques (cf. figure 13.9), ceci est un indice de signal stable. Pour une profondeur de passe de 1,5 mm (figure 13.10), l'usinage est fortement instable. Bien que le signal contienne encore les fréquences de passage de dents, sa composante dominante est constituée des fréquences liées à la bifurcation de Hopf. Avec cette méthode, on constate que la limite se situe entre 0,5 et 0,75 mm. Le point à 0,75 mm est donc considéré comme stable par deux méthodes et instable par une autre. Ce point aura donc le statut de point de transition (à la limite entre stabilité et instabilité).

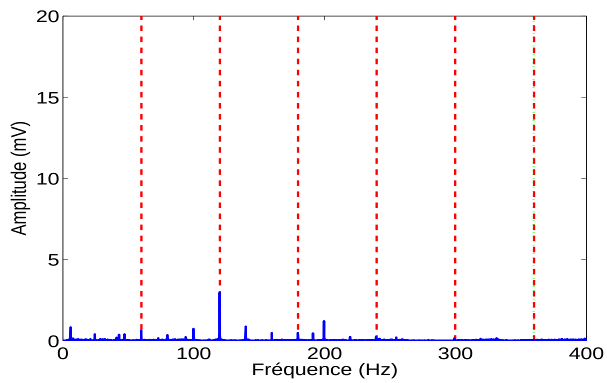

FIG. 13.9 – FFT du signal mesuré par le micro (1200 tr/min, profondeur de passe 0,3 mm). Les traits rouges matérialisent les harmoniques des fréquences de passage des dents.

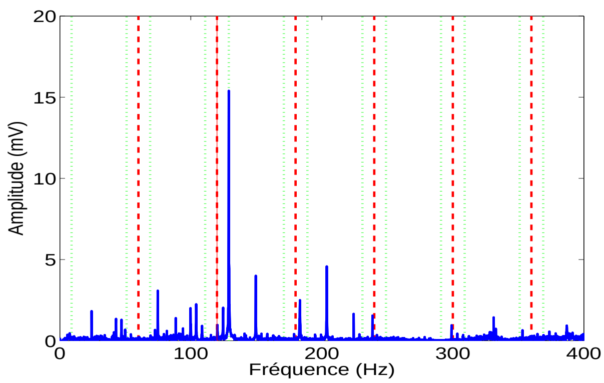

FIG. 13.10 – FFT du signal mesuré par le micro (1200 tr/min, profondeur de passe 1,5 mm). Les traits rouges matérialisent les harmoniques des fréquences de passage des dents, les traits verts matérialisent les fréquences liées à la bifurcation.

13.2.3 Optimisation de l'opération sur base des lobes de stabilité

L'exemple étudié permet également de mettre en lumière l'apport pratique de la théorie des lobes de stabilité. Si on usine dans un premier temps dans les conditions de l'essai 8 (1500 tr/min ; 0,5mm), l'usinage est instable (l'état de surface se dégrade, les vibrations sont importantes). En analysant le signal émis (figure 13.11), on constate une fréquence dominante à 130 Hz. L'application de la formule de base décrivant l'effet régénératif permet de trouver une nouvelle vitesse de rotation pour laquelle le facteur ϵ vaut zéro :

$$\frac{f}{z \cdot n} = N \Rightarrow \Omega = \frac{2600}{N} tr/min \tag{13.2}$$

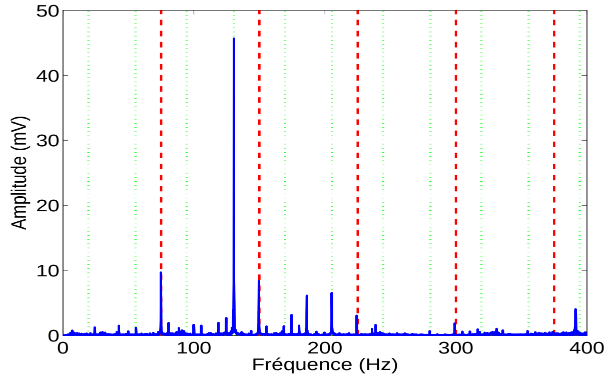

FIG. 13.11 – FFT du signal mesuré par le micro (1500 tr/min, profondeur de passe 0,5 mm). Les traits rouges matérialisent les harmoniques des fréquences de passage des dents, les traits verts matérialisent les fréquences liées à la bifurcation.

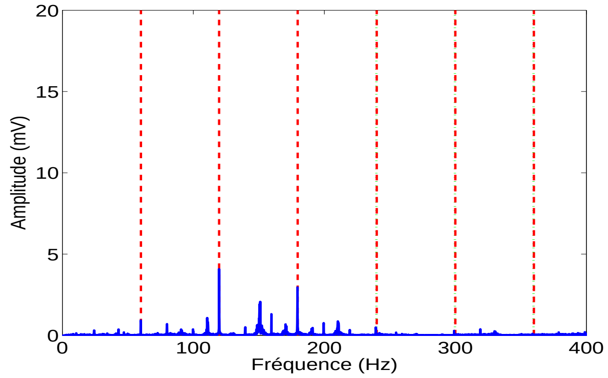

FIG. 13.12 – FFT du signal mesuré par le micro (1200 tr/min, profondeur de passe 0,5 mm). Les traits rouges matérialisent les harmoniques des fréquences de passage des dents.

En prenant une vitesse de rotation de 1200 tr/min (proche de la valeur recommandée avec N=2), on constate une nette amélioration de la qualité de l'usinage. L'analyse du contenu fréquentiel pour ce cas (figure 13.12) confirme ces conclusions.
La théorie des lobes de stabilité permet donc d'obtenir de manière simple une première approximation d'une vitesse de rotation recommandée minimisant les effets de vibrations autoexcitées à partir de mesures simples.

13.2.4 Conclusion du premier exemple

Cette première validation permet de mettre en lumière l'apport des techniques de détection et leur emploi complémentaire avec les méthodes analytiques de simulation. Le concept de lobe de stabilité et les techniques de détection ont été validés sur une structure simplifiée.

13.3 Validation des méthodes de recherche des coefficients de coupe

Tout modèle de simulation, quelle que soit sa précision, ne donnera des résultats corrects que si les paramètres d'entrée qui lui sont fournis représentent correctement la réalité étudiée. Une des difficultés principales lors de la simulation des procédés d'usinage est la modélisation des efforts de coupe.
Ce deuxième exemple de validation illustre la démarche développée pour identifier les paramètres du modèle de coupe à partir de mesures d'efforts.

13.3.1 Mesures à partir d'un dynamomètre rotatif

Ces mesures ont été effectuées au centre de compétences «Technofutur Mécanique et Matériaux» situé à Gosselies. Les expériences consistaient en la mesure d'efforts de coupe lors de l'usinage d'un bloc d'acier St52-3 par une fraise cylindrique en acier rapide (diamètre 8 mm, deux dents). Les mesures ont été effectuées grâce à un dynamomètre rotatif Kistler 9123B fixé sur une machine outil à commande numérique Maho MHZ500EZ.

FIG. 13.13 – Setup expérimental

La chaîne de mesure (cf. figures 13.13 et 13.14) comportait les éléments suivants :
- le capteur rotatif portant l'outil (mesure du signal) ;
- la partie statorique du capteur (recueil de l'information sur une partie fixe) reliée au bâti de la machine via une équerre de fixation ;
- le conditionneur de signal (amplification pour rendre les signaux exploitables) ;
- une carte d'acquisition 4 canaux (recueil des données sur PC).

L'enregistrement est effectué avec le logiciel OROS. La fréquence d'échantillonnage est fixée à 20 kHz. Les fichiers sont ensuite traités sur PC grâce à des routines développées en Matlab.

Une vingtaine de tests ont été réalisés en faisant varier l'avance, la profondeur de passe et la vitesse de rotation comme mentionné dans le tableau 13.1.

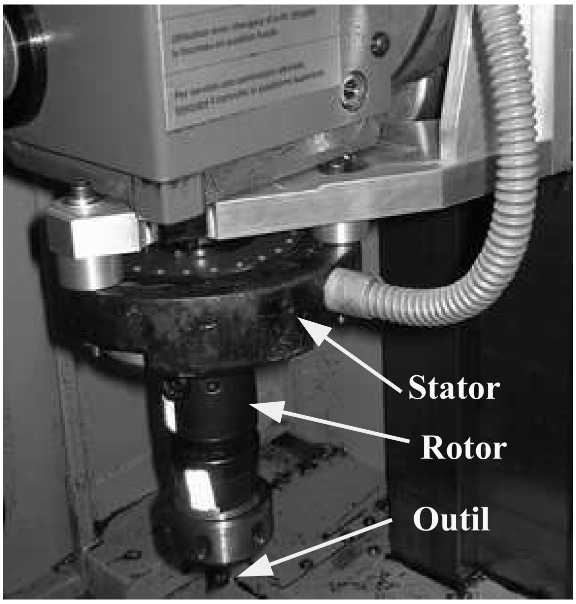

FIG. 13.14 – Capteur dynamométrique tournant

Test	Profondeur de passe axiale mm	Profondeur de passe radiale mm	Avance par dent mm/dent	Vitesse de broche tr/min
1	0,75	2 (opposition)	0,04	875
2	0,75	8	0,04	875
3	0,75	8	0,036	962
4	0,75	8	0,044	875
5	0,75	8	0,04	962
6	0,75	8	0,04	875
7	0,75	8	0,046	875
8	1	2 (opposition)	0,04	875
9	1	8	0,04	875
10	1	8	0,036	962
11	1	8	0,044	875
12	1	8	0,04	962
13	1	8	0,04	875
14	1	5 (opposition)	0,046	875
15	1	8	0,046	875
16	1,25	8	0,04	875
17	1,25	8	0,036	962
18	1,25	8	0,044	875
19	1,25	8	0,04	962
20	1,25	8	0,04	875
21	1,25	8	0,046	875

TAB. 13.1 – Données pour les mesures d'effort de coupe

Etant donné l'importance du porte-à-faux du capteur, les mesures effectuées présentent un bruit significatif à une fréquence proche de 300 Hz. Ceci semble confirmer les limitations des capteurs rotatifs présentées dans la littérature (la référence [18] indique que leur bande passante est généralement limitée aux alentours de 300 Hz). Nous avons donc décidé de tester la méthode de recherche des coefficients de coupe sur deux jeux de données : les données enregistrées brutes et ce même signal filtré par un filtre passe-bas de Butterworth d'ordre six (fréquence de coupure 250 Hz).

13.3.2 Ajustement des paramètres sur un exemple

La méthode d'identification des modèles d'efforts de coupe présentée au §9.5.4 a été testée sur les efforts mesurés. Quatre séries de coefficients ont été obtenues (emploi d'un modèle à trois ou six coefficients et utilisation des données brutes ou filtrées).
Pour chaque effort mesuré, nous avons sélectionné un intervalle de temps correspondant à cinq révolutions complètes de l'outil (ce qui correspond à un fichier d'environ 20000 points). La méthode d'ajustement par les moindres carrés a été utilisée sur ces échantillons de points en imposant un décalage angulaire variant de 0 à 180 degrés (pas entre deux dents). Le décalage donnant l'erreur quadratique moyenne la plus faible est pris comme étant le décalage optimal.

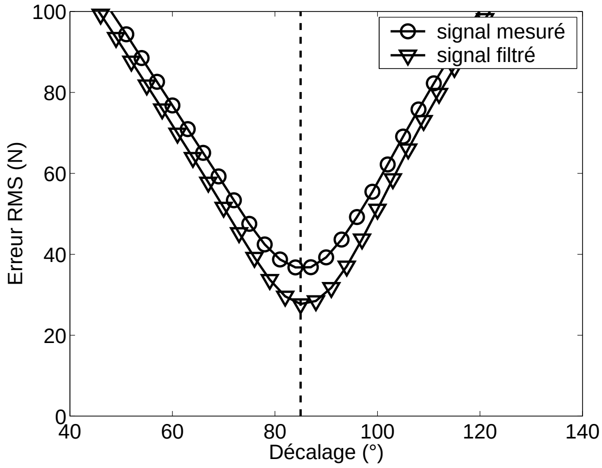

FIG. 13.15 – Evolution de l'écart quadratique en fonction du décalage estimé (exemple 9 - modèle à six coefficients)

Le cas test 9 a été employé pour illustrer la qualité de l'ajustement pour un rainurage. La vitesse de rotation est de 875 tr/min ; l'avance par dent de 0,04 mm ; la profondeur de passe axiale de 1 mm. En examinant la figure 13.15, on constate que le décalage optimal vaut 83° par rapport à l'origine de la mesure. L'erreur moyenne vaut 26 N par rapport au signal filtré et 34 N par rapport au signal non filtré. Les paramètres ajustés pour l'ensemble des mesures sont repris dans la table 13.2.

Méthode	Méthode inverse				*Araujo* and al	
Modèle	6 coefficients		Linéaire		6 coefficients	
Signal	Mesuré	Filtré	Mesuré	Filtré	Mesuré	Filtré
$K_{tc}\,[N/mm^2]$	3599	3476	6121	6055	7911	359
$K_{rc}\,[N/mm^2]$	2574	2517	3713	3676	1857	2382
$K_{te}\,[N/mm]$	68,45	70,07	0	0	-276	-1
$K_{re}\,[N/mm]$	-30,90	-31,66	0	0	-73	-100
erreur RMS (N)	34	26	51	45	148	139

TAB. 13.2 – Résultat de l'ajustement avec les deux méthodes pour l'ensemble des cas (Exemple 9)

L'algorithme qui a servi de point de départ à notre méthode d'optimisation [80] a également été testé. Nous avons constaté que, dans le cas de figure étudié, l'ajustement obtenu par cette méthode ne donne pas un signal simulé conforme à ce qui a été mesuré (cf. figures 13.16 et 13.17). Ceci est sans doutes dû aux limitations déjà citées de cette méthode. Le mauvais conditionnement des matrices donne pour certains points des coefficients ayant un ou deux ordres de grandeur d'écart avec la valeur réelle. Il y a donc une forte dispersion des coefficients de coupe estimés à chaque pas de temps, voire une inversion du signe de ces coefficients (le coefficient K_{tc} par exemple a des valeurs estimées variant de $-3,3 \cdot 10^7$ MPa à $5,3 \cdot 10^7$ MPa). La moyenne des coefficients à chaque pas de temps ne donne pas un bon indicateur des coefficients de coupe. La grande sensibilité apparente de cette méthode aux perturbations du signal d'entrée la rende difficilement applicable en pratique sans adaptation préalable.

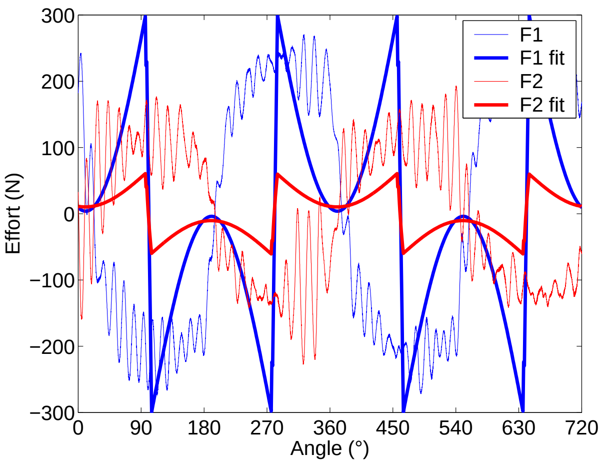

FIG. 13.16 – Signal brut et ajustement pour l'exemple 9 (Méthode d'Araujo)

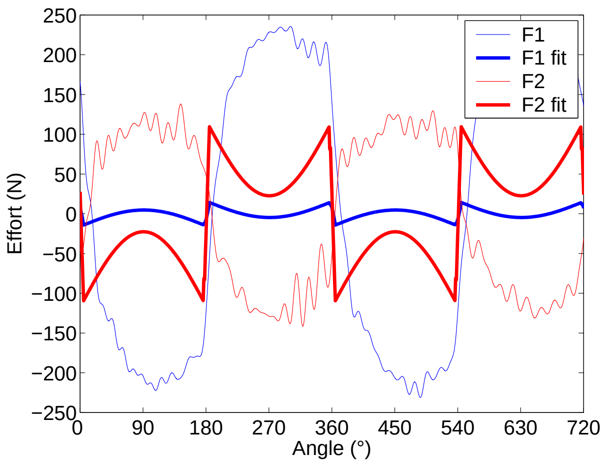

FIG. 13.17 – Signal filtré et ajustement pour l'exemple 9 (Méthode d'Araujo)

La méthode développée dans le cadre de cette thèse donne un ajustement plus conforme à la réalité. Les figures 13.18 à 13.21 présentent la superposition du signal pris en entrée et du signal simulé pour les quatre cas.

Pour la méthode inverse, on constate que l'ajustement est de meilleure qualité lors de l'emploi d'un modèle à six coefficients, ce qui est logique car l'optimisation a plus de degrés de liberté. On constate également que les coefficients obtenus sur le signal mesuré sont relativement proches de ceux obtenus avec le signal filtré, ce qui confirme que la méthode est assez robuste pour prendre en compte des signaux perturbés.

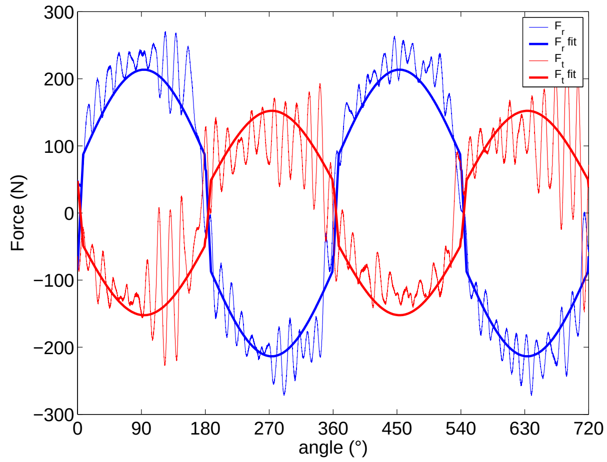

FIG. 13.18 – Signal brut et ajustement pour l'exemple 9 (Méthode inverse, modèle à six coefficients)

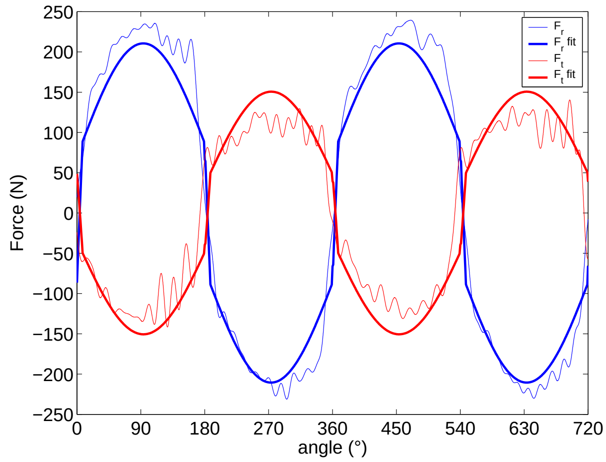

FIG. 13.19 – Signal filtré et ajustement pour l'exemple 9 (Méthode inverse, modèle à six coefficients)

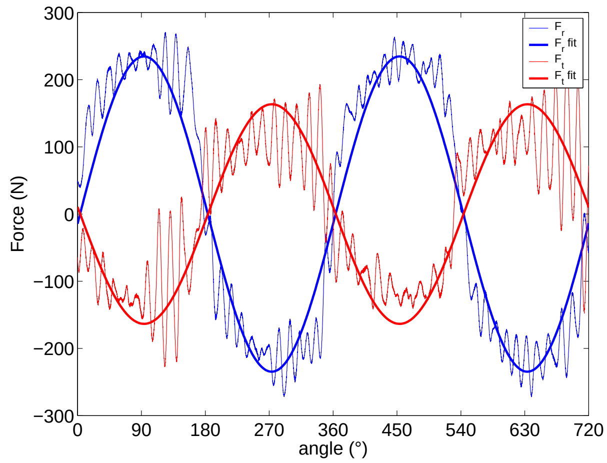

FIG. 13.20 – Signal brut et ajustement pour l'exemple 9 (Méthode inverse, modèle linéaire)

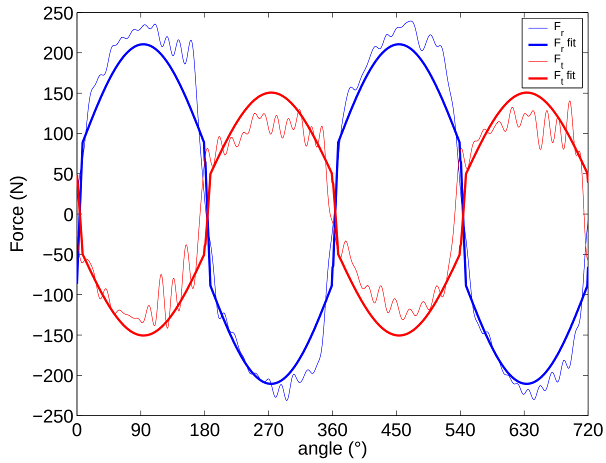

FIG. 13.21 – Signal filtré et ajustement pour l'exemple 9 (Méthode inverse, modèle linéaire)

13.3.3 Application à l'ensemble des signaux

La procédure a été répétée pour l'ensemble des signaux mesurés. Les coefficients de coupe obtenus sont repris dans les tableaux 13.22 (ajustement à partir du signal brut) et 13.23 (ajustement à partir du signal filtré). Pour des raisons de clarté, nous n'avons repris que les coefficients utiles pour la modélisation dynamique du fraisage, à savoir les éléments intervenant dans la dynamique latérale du système.

On peut remarquer que les coefficients diffèrent assez peu pour un même test lorsqu'on considère le signal original ou filtré. Ceci confirme que le modèle est relativement robuste par rapport à une perturbation autour de la valeur moyenne du signal, donc utilisable dans une contexte réel. Les coefficients restent du même ordre de grandeur pour l'ensemble des essais.

	Méthode inverse avec edge forces				Méthode inverse sans edge forces	
Test	K_{tc} (MPa)	K_{rc} (MPa)	K_{te} (kN/mm)	K_{re} (kN/mm)	K_t (MPa)	K_r (MPa)
1	1180	2936	154,44	-23,43	8638	4007
2	4438	3078	69,92	-26,08	7009	4037
3	4213	3010	97,69	-40,21	8177	4619
4	4000	2743	99,49	-48,16	7372	4341
5	4181	2469	74,17	-42,59	6916	4020
6	4214	2613	74,31	-43,95	6989	4207
7	3785	3584	90,61	-15,36	6674	4063
8	3243	3463	75,76	-5,63	6928	3164
9	3599	2574	68,45	-30,90	6121	3713
10	3950	2708	65,78	-30,32	6623	3931
11	3778	2497	69,02	-33,46	6100	3614
12	4192	2525	65,99	-34,94	6620	3804
13	4352	2389	65,45	-37,18	6751	3751
14	1987	2258	140,54	-41,33	6286	3509
15	3850	2529	66,15	-35,71	5974	3669
16	3456	2230	67,76	-39,81	5950	3687
17	3998	3054	59,83	-22,01	6420	3931
18	3690	3534	64,09	-0,38	5836	3547
19	3473	2444	63,46	-26,77	5803	3416
20	3788	2350	51,27	-33,61	5672	3578
21	2713	2948	77,32	-18,91	5200	3541
Moyenne	3622	2758	79,12	-30,04	6574	3816

FIG. 13.22 – Résultats de l'application de la méthode inverse, signaux bruts

	Méthode inverse avec edge forces				Méthode inverse sans edge forces	
Test	K_{tc} (MPa)	K_{rc} (MPa)	K_{te} (kN/mm)	K_{re} (kN/mm)	K_t (MPa)	K_r (MPa)
1	1339	3038	152,02	-21,17	8691	3991
2	4364	2882	70,76	-30,63	6972	4012
3	4158	3025	97,66	-39,90	8133	4627
4	3911	2742	100,60	-46,86	7300	4294
5	3972	2364	78,21	-44,53	6847	3992
6	4268	2765	71,55	-38,99	6938	4185
7	3776	3459	89,72	-18,83	6639	4051
8	3095	3378	76,75	-5,67	6860	3064
9	3476	2517	70,07	-31,66	6055	3676
10	3949	2763	65,78	-29,00	6620	3931
11	3705	2430	69,53	-34,78	6047	3593
12	4061	2334	67,69	-39,21	6550	3768
13	4366	2408	64,49	-36,26	6735	3740
14	2263	2442	130,58	-34,52	6257	3484
15	3709	2381	68,63	-39,33	5912	3630
16	3410	2285	67,74	-37,50	5898	3653
17	3973	3076	58,76	-20,40	6343	3899
18	3615	3485	64,76	-0,62	5770	3522
19	3388	2425	64,09	-26,34	5737	3390
20	3826	2372	49,51	-32,77	5651	3573
21	2699	2909	76,90	-19,50	5168	3535
Moyenne	3586	2737	78,85	-29,93	6529	3835

FIG. 13.23 – Résultats de l'application de la méthode inverse, signaux filtrés

13.3.4 Emploi de valeurs moyennes

L'application de la méthode d'ajustement sur des exemples isolés est une première étape dans la détermination des paramètres de modèles de coupe. Toutefois, le modèle n'a de l'intérêt que si les coefficients obtenus restent dans le même ordre de grandeur.

Nous avons donc testé l'utilisation d'un même jeu de coefficients de coupe pour l'ensemble des essais effectués. Les paramètres retenus sont les moyennes de l'ensemble des coefficients calculés précédemment. Une approche plus rigoureuse mais plus lourde aurait pu consister en la réalisation d'un ajustement aux moindres carrés sur l'ensemble des signaux mesurés.

La valeur quadratique moyenne de l'écart entre le signal d'entrée et le signal recalculé a été estimée pour chacun des cas (cf. figure 13.24). L'ajustement est de meilleure qualité lors de l'emploi du modèle à six coefficients, ce qui est logique car ce modèle d'optimisation possède plus de degrés de liberté.

La figure 13.25 reprend la comparaison de l'erreur quadratique entre l'ajustement individuel et la prise en compte de coefficients moyens pour le signal filtré. On remarque que l'ajustement est légèrement moins performant, mais reste dans des ordres de grandeur acceptables.

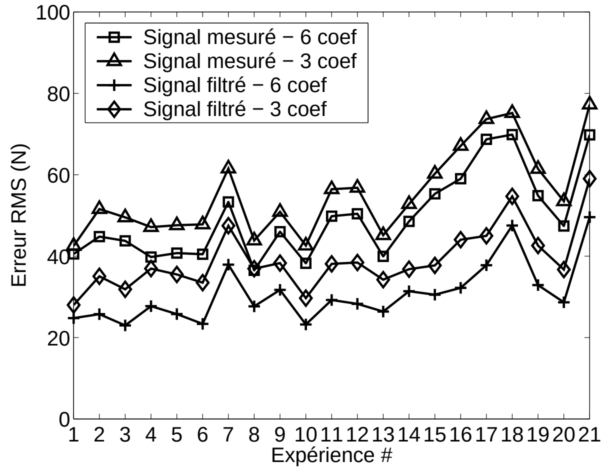

FIG. 13.24 – Erreur quadratique pour les quatre cas de figure

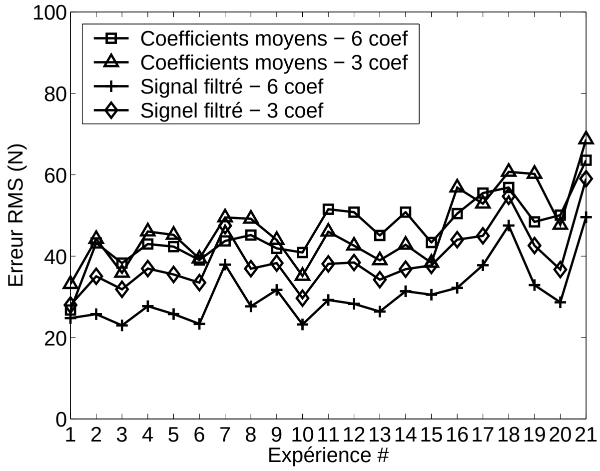

FIG. 13.25 – Comparaison de l'erreur quadratique entre l'ajustement individuel et la prise en compte de coefficients moyens pour le signal filtré

13.3.5 Présence de faux-rond

En examinant le signal enregistré pour le test 8 (usinage d'un épaulement), on remarque que l'effort produit n'est pas identique pour les deux dents de l'outil (figure 13.26). Ceci peut être expliqué par la présence d'un faux-rond qui a tendance à modifier l'épaisseur du copeau généré par les deux dents et l'angle d'entrée dans la matière.

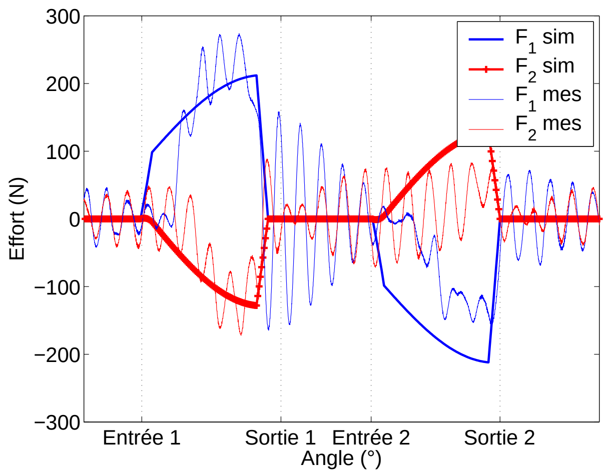

FIG. 13.26 – Efforts de coupe simulés sans tenir compte du faux-rond (test 8)

Nous avons utilisé notre simulateur pour modéliser un faux-rond de l'outil et évaluer les efforts de coupe résultants. Les coefficients de coupe sont ceux évalués par la méthode inverse (cf. tableau 13.23). Le faux-rond est estimé à 25 μm. On remarque une bonne adéquation entre la simulation et la mesure (figure 13.27), l'angle d'entrée de la deuxième dent est également bien modifié comme le prévoit la théorie.

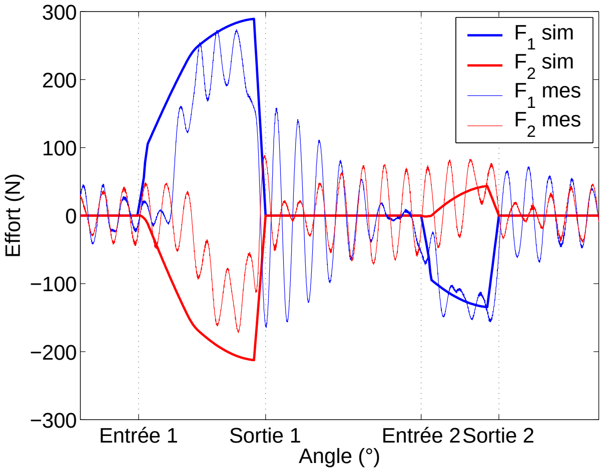

FIG. 13.27 – Efforts de coupe simulés en tenant compte d'un faux-rond (test 8)

13.3.6 Simulation dynamique

En examinant les résultats du test 8 (épaulement fraisé en opposition, figure 13.28), on remarque que lorsque la dent sort de la matière, l'effort de coupe mesuré ne retombe pas immédiatement à zéro mais retourne vers zéro en oscillant de manière similaire à un système du deuxième ordre. Nous avons utilisé notre simulateur dynamique pour modéliser ce phénomène. Les données sont reprises dans le tableau 13.29.

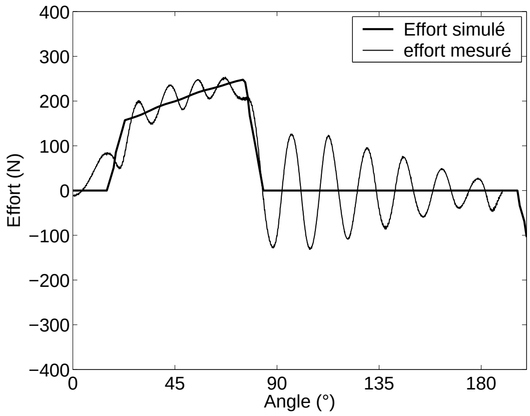

FIG. 13.28 – Superposition de l'effort mesuré et de l'effort théorique (direction 1 essai 8)

La fréquence propre des oscillations est estimée en mesurant la période entre deux maxima successifs. Le degré d'amortissement réduit est obtenu en employant la méthode du décrément logarithmique. Ces paramètres sont ensuite introduits dans le simulateur en complément des pressions spécifiques de coupe calculées au §13.3.2. L'effort total mesuré est la superposition de l'effort de coupe et des effets d'inertie. Les figures 13.30 et 13.31 présentent la comparaison entre la mesure et la simulation dynamique. Les amplitudes et les tendances sont bien respectées.

Le même type de modélisation peut être effectué pour l'usinage d'une rainure. Les figures 13.32 et 13.33 reprennent l'analyse dynamique menée sur le cas test 2.

Le niveau des efforts reste similaire, ce qui laisse penser que le simulateur est apte à prédire l'amplitude des effets dynamiques sur le système.

Données outil			
Type	Cylindrique	Diamètre	8 mm
nombre de dents	2	Angle d'hélice	30°
Données matière			
K_{tc}	3095 MPa	K_{te}	76,75 N/mm
K_{rc}	3378 MPa	K_{re}	-5,67 N/mm
Données dynamiques			
Nombre de modes structure			
x	1	y	1
Nombre de modes pièce			
x	0	y	0
Paramètres modaux			
m_{s1x}	7 kg	m_{s1y}	7 kg
f_{s1x}	320 Hz	f_{s1y}	320 Hz
ξ_{s1x}	2,33 %	ξ_{s1y}	2,33 %
Paramètres technologiques			
Vitesse de rotation	875 tr/min		
Avance	0,04 mm/dent	Sens	opposition
ADOC	1 mm	RDOC	2 mm
Paramètres de simulation			
Nombre de tours	5	Incréments	1800
da	0,125 mm	*ds*	8 microns

FIG. 13.29 – Données pour la modélisation dynamique - épaulement

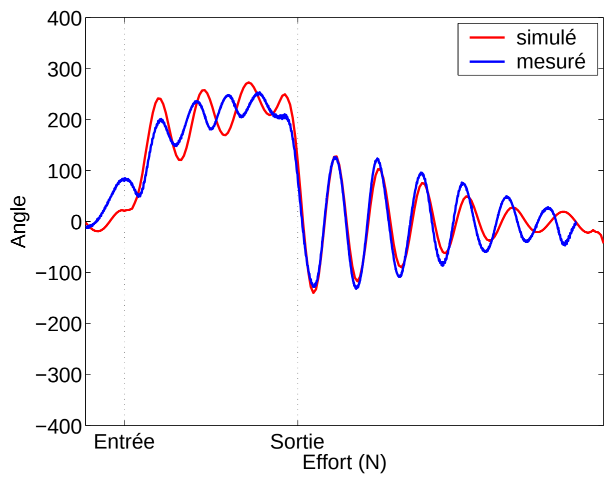

FIG. 13.30 – Comparaison mesure - simulation dynamique (exemple 8 - direction 1)

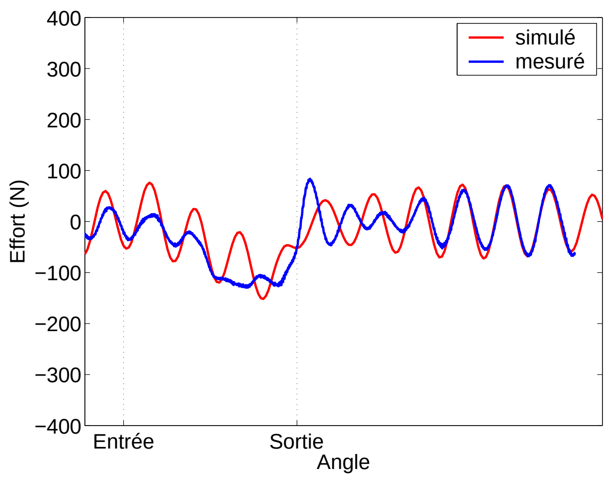

FIG. 13.31 – Comparaison mesure - simulation dynamique (exemple 8 - direction 2)

13.3.7 Conclusion du deuxième exemple

Le deuxième exemple traité permet de démontrer la faisabilité pratique de la recherche des coefficients de coupe. La méthode développée dans le cadre de cette thèse de doctorat semble donner des résultats encourageants pour la modélisation. Les données extraites par cette

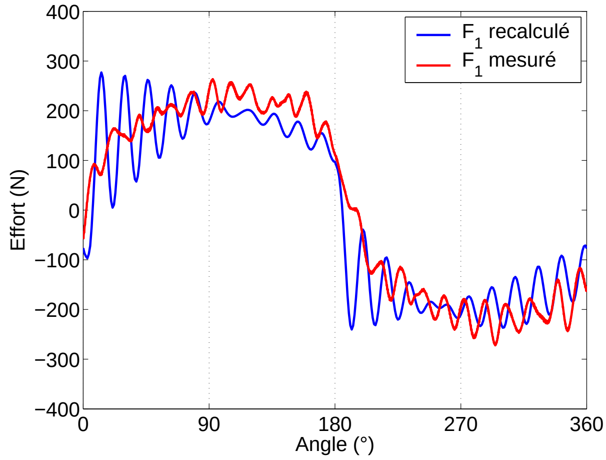

FIG. 13.32 – Comparaison mesure - simulation dynamique (exemple 2 - direction 1)

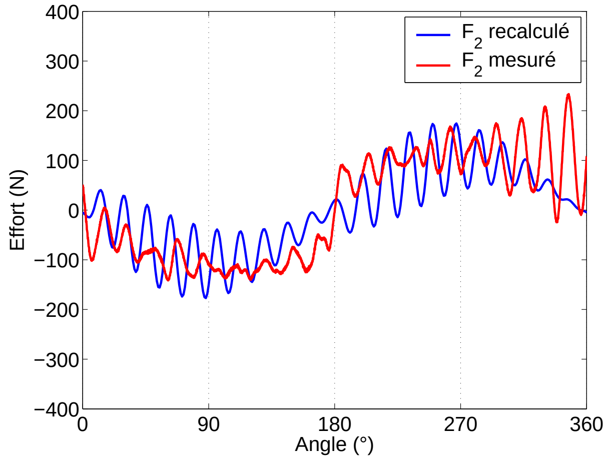

FIG. 13.33 – Comparaison mesure - simulation dynamique (exemple 2 - direction 2)

méthode permettent ensuite de tester plusieurs fonctionnalités du simulateur dynamique de fraisage. Dans un premier temps, l'influence du faux-rond sur les efforts de coupe est confirmée. Ensuite, l'influence de la dynamique de la structure sur l'opération d'usinage est illustrée.

13.4 Simulation d'un exemple complet

13.4.1 Introduction

La simulation d'un exemple complet nécessite la connaissance de l'ensemble des paramètres à introduire dans le simulateur. La plupart des données ne posent pas de problèmes particuliers (les données géométriques et les paramètres technologiques par exemple). La modélisation de la dynamique du système passe préférentiellement par une analyse modale expérimentale pour identifier ses caractéristiques modales. L'identification des paramètres du modèle de coupe peut être effectuée grâce à l'algorithme d'identification développé dans le cadre de cette thèse (cf. développement théoriques au paragraphe 9.5 et validation au paragraphe précédent). Une fois tous ces éléments connus, la simulation du système doit permettre d'identifier les zones favorables à un usinage stable. Ce paragraphe a pour but d'illustrer une application de ce type.

13.4.2 Cas test étudié

Comme pour l'exemple présenté au §13.2, le système étudié a été choisi aussi simple que possible au niveau dynamique. Les éprouvettes usinées sont également clamées sur une structure en forme de portique (les lames de support étant plus courtes que la structure utilisée au §13.2, le dispositif sera donc plus rigide cf. figure 13.34). L'analyse modale expérimentale de cette structure montre une première fréquence propre en flexion à 304,28 Hz ayant un degré d'amortissement réduit de 1,19 %.

Les éprouvettes sont réalisées en acier St52-3 et l'outil employé est celui qui a servi à l'identification des paramètres de coupe du paragraphe précédent. Nous pouvons donc reprendre les valeurs moyennes. Les lobes de stabilité analytiques sont présentés à la figure 13.35.

FIG. 13.34 – Structure de test, fréquence propre 304 Hz

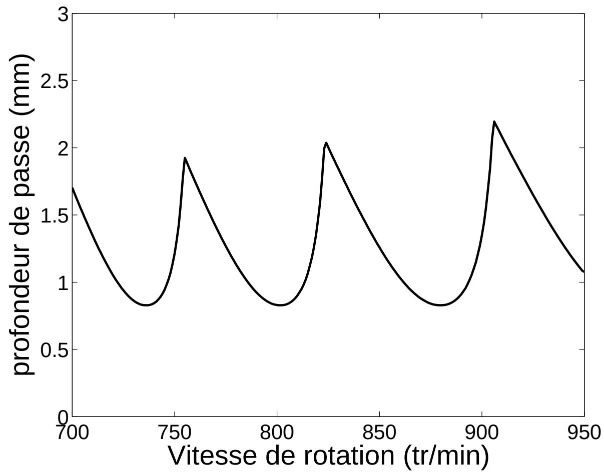

FIG. 13.35 – Lobes de stabilité calculés pour le troisième exemple de validation

13.4.3 Essais réalisés

Suivant la vitesse de coupe recommandée pour l'outil en acier rapide, la vitesse de rotation nominale est de 870 tr/min approximativement ; l'avance est fixée à 0,04 mm/dent. Cette vitesse de rotation correspond à un cas défavorable pour l'usinage. Deux autres vitesses de rotation favorable ont été sélectionnées (760 tr/min et 910 tr/min). Les profondeurs de passe employées sont reprises dans la table 13.3.

Test	Vitesse de rotation (tr/min)	Profondeur de passe axiale (mm)	Test	Vitesse de rotation (tr/min)	Profondeur de passe axiale (mm)
1	760	1	11	870	1,5
2	760	1,25	12	870	1,75
3	760	1,5	13	870	2
4	760	1,75	14	870	2,5
5	760	2	15	910	1
6	760	2,5	16	910	1,25
7	870	0,5	17	910	1,5
8	870	0,75	18	910	1,75
9	870	1	19	910	2
10	870	1,25	20	910	2,5

TAB. 13.3 – Données des essais d'usinage pour le troisième exemple de validation

13.4.4 Identification de la stabilité

La conformité des lobes de stabilité simulés à été vérifiée en employant les méthodes de détection sur les signaux mesurés.

Analyse en fréquence

La transformée de Fourier des signaux mesurés est examinée pour déterminer les composantes fréquentielles principales du domaine. Les lobes de stabilité prédisent une limite de stabilité plus faible pour la série à 870 tr/min. En examinant l'essai à une profondeur de passe de 2 mm, on constate que le signal est instable (figure 13.36). Les fréquences dominantes ne sont pas multiples de la fréquence de passage de dents ; elles sont liées à la bifurcation de Hopf (333 Hz et 304 Hz).

En employant la relation classique du broutage régénératif, on en déduit deux vitesses de rotation permettant de stabiliser le système :

$$\frac{f}{nZ} = N + \frac{\epsilon}{2\pi} \Longrightarrow \begin{cases} n = 908tr/min & N = 11 \quad (f = 333Hz) \\ n = 912tr/min & N = 10 \quad (f = 304Hz) \end{cases} \tag{13.3}$$

Ces vitesses correspondent à la zone plus favorable des lobes de stabilité. Le signal mesuré pour l'essai à 910 tr/min à une profondeur de passe de 2 mm reste stable. La figure 13.37 montre le contenu fréquentiel de cet essai. On constate bien que les pics dominants sont situés à des multiples de la fréquence de passage des dents.

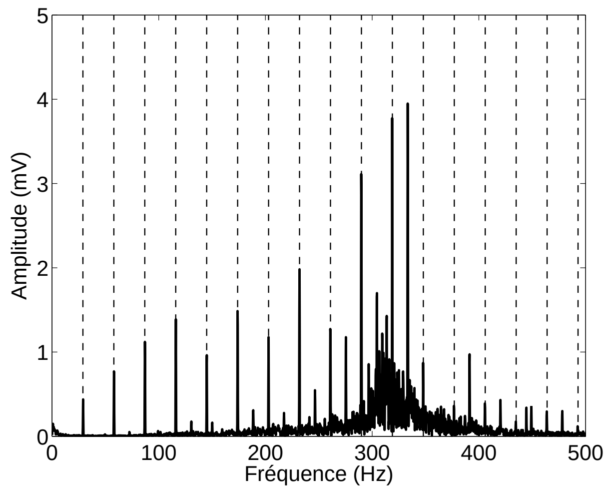

FIG. 13.36 – FFT du signal mesuré avec le micro (vitesse de rotation 870 tr/min, profondeur de passe 2 mm)

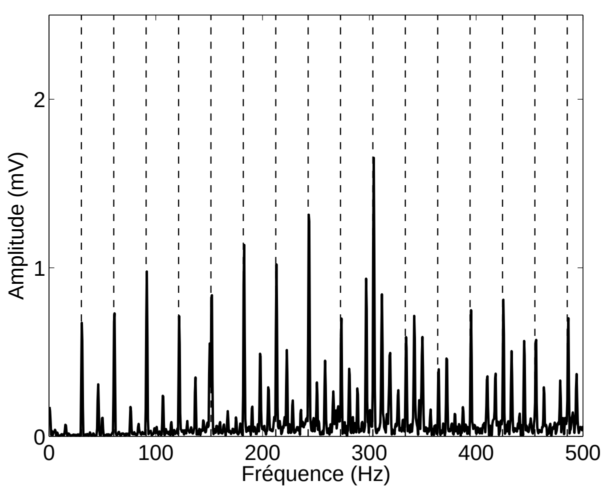

FIG. 13.37 – FFT du signal mesuré avec le micro (vitesse de rotation 910 tr/min, profondeur de passe 2 mm)

Cet exemple illustre les deux avantages d'utiliser une méthode fréquentielle :
- il n'y a pas de seuil de détection à utiliser ;
- quand une instabilité est détectée, la méthode permet de trouver une vitesse qui stabilise le procédé.

Méthodes basées sur les seuils

Les deux autres méthodes de détection (évolution de l'amplitude du pic dominant et évolution de la variance du signal échantillonné une fois par tour) peuvent également être appliquée. Leur application pratique présente toutefois le problème de détermination du seuil limite entre la stabilité et l'instabilité.

Dans un premier temps, le signal mesuré par le micro a été analysé. Nous avons constaté une évolution assez peu représentative de l'amplitude du pic dominant (cf. figure 13.38).

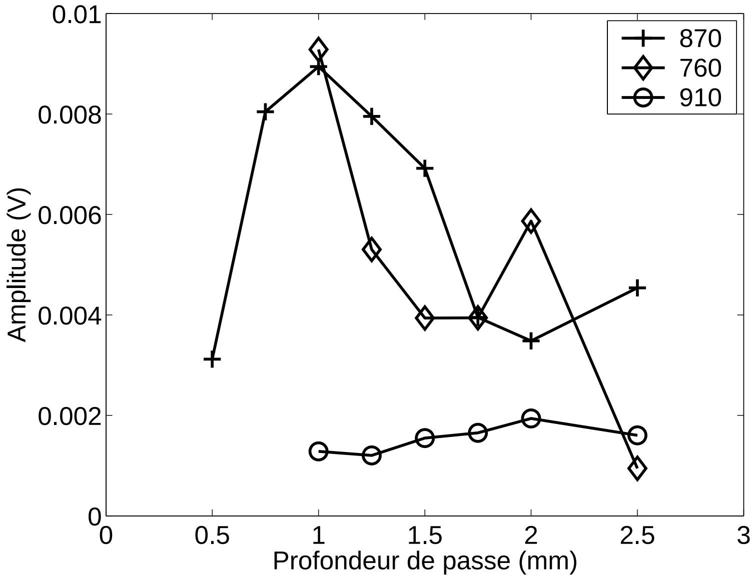

FIG. 13.38 – Evolution de l'amplitude du pic dominant, signaux mesuré par le micro

Les résultats non exploitables donnés par le micro en terme d'amplitude peuvent être dus à l'impact du bruit ambiant. L'effet des perturbations ne semble toutefois pas avoir influencé le contenu fréquentiel. Les analyses fréquentielles réalisées avec le micro donnent des résultats conformes aux analyses effectuées avec l'accéléromètre.

Les analyses ont ensuite été effectuées sur les signaux fournis par l'accéléromètre. L'analyse de l'amplitude du pic dominant et de la variance du signal sont présentées sur les figures 13.39 et 13.40. On remarque une nette croissance de l'amplitude et de la variance avec la profondeur de passe pour la série à 910 tr/min. Les conclusions sont moins évidentes avec la série à 870 tr/min.

Cette analyse montre clairement que les niveaux vibratoires sont plus élevés pour la série à 910 tr/min alors que le signal reste stable dans l'analyse fréquentielle. Ceci pourrait s'expliquer à partir des constatations tirées de l'analyse des lobes de stabilité basés sur l'amplitude du déplacement (§12.9). Les mesures à une vitesse de 910 tr/min correspondent à un cas où la fréquence propre de la structure et la fréquence de passage des dents sont presque dans un rapport entier. Nous avions constaté sur les simulations (cf. figure 12.51 du §12.9) que l'amplitude vibratoire devenait importante lorsqu'on est proche d'une zone favorable pour combattre l'effet régénératif.

Ces constatations remettent en question l'utilisation d'un seul seuil de détection des instabilités qui pourrait conduire à considérer comme instables des cas où l'usinage se déroule sans problème. Cette conclusion devrait toutefois être confirmée par des expériences complémentaires.

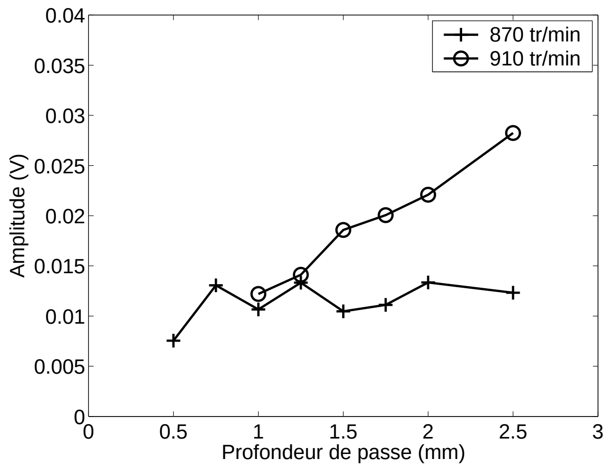

FIG. 13.39 – Evolution de l'amplitude du pic dominant, signaux mesurés avec l'accéléromètre

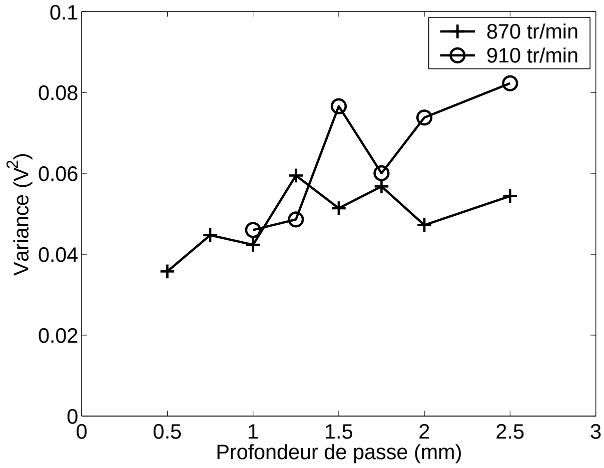

FIG. 13.40 – Evolution de la variance des signaux échantillonné une fois par tour, signal mesuré avec l'accéléromètre

On constate également qu'à partir d'une profondeur de passe de 1,25 mm, l'amplitude et la variance des signaux de la série à 870 tr/min est du même ordre que pour les points au-dessus de 2 mm. Ces points sont clairement instables si on se réfère à l'analyse fréquentielle. Ceci nous a conduits à considérer les points entre 1,25 et 2 mm de la série à 870 tr/min comme étant limites entre stabilité et instabilité.

Comparaison des mesures aux lobes de stabilité

La superposition des lobes de stabilité et des conclusions des méthodes de détection est présentée à la figure 13.41. On constate que les tendances sont bien respectées : la profondeur de passe limite est plus grande pour les séries à 760 et 910 tr/min que pour la série à 870 tr/min. Les lobes de stabilité donnent une bonne approximation des domaines stables et instables

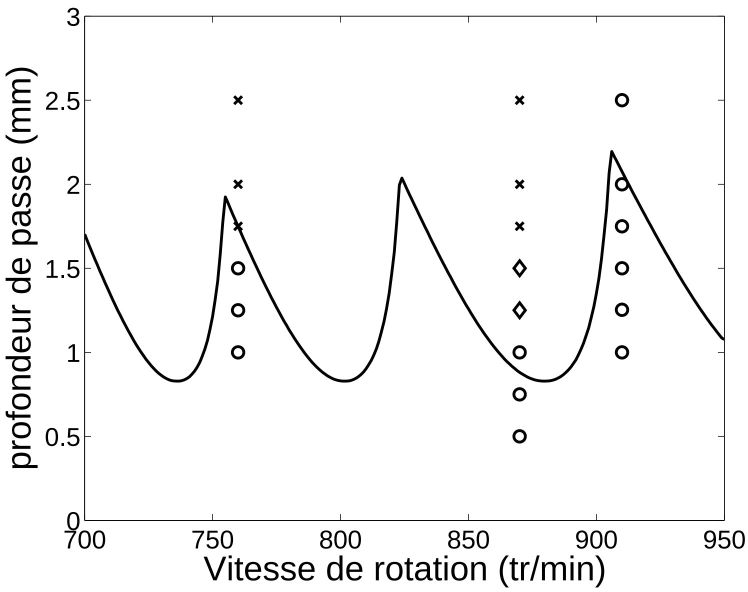

FIG. 13.41 – Lobes de stabilité et points expérimentaux (o : stable ; x : instable ; $\diamond$ limite)

13.4.5 Conclusion du troisième exemple

Cet exemple nous a permis de montrer la possibilité de prédire les lobes de stabilité lorsque l'analyse modale de la structure et l'identification des pressions spécifiques ont été effectuées.

Cette série de mesures a permis également de confirmer partiellement certaines conclusions de l'approche des lobes basés sur des critères technologiques et de démontrer la difficulté de l'emploi des méthodes de détection basées uniquement sur un seuil prédéfini.

13.5 Conclusion des validations expérimentales

A l'issue de ces campagnes d'essai, il est possible de conclure que les principaux aspects des théories développées au cours de ce travail peuvent être validées.

Les lobes de stabilité peuvent être détectés et leur impact sur la productivité, bien que sans commune mesure avec les optimisations possibles à grande vitesse, reste non négligeable dans le domaine des vitesses conventionnelles sur des structures flexibles.

L'identification des paramètres d'effort de coupe est possible avec la méthode d'ajustement développée dans le cadre de ce travail. La détection du décalage entre l'origine de mesure et la première dent en prise donne de bons résultats. Les paramètres obtenus peuvent être réutilisés pour effectuer des analyses dynamiques du système.

La recherche des lobes de stabilité sur un système complet est possible à partir des algorithmes d'identification et des outils développés pour ce travail.

Chapitre 14

Conclusion générale

A l'issue de cette thèse de doctorat, une première étude générale de la simulation des procédés d'usinage a pu être réalisée. Trois points principaux ont été abordés : l'étude bibliographique, le développement d'algorithmes permettant de simuler les opérations d'usinage et leur validation expérimentale.

14.1 Synthèse des réalisations

14.1.1 Etude bibliographique

Cette thèse de doctorat avait pour but d'étudier la modélisation des opérations du fraisage à grande vitesse. L'étude bibliographique a permis de lister les principales méthodes de modélisation de l'usinage et a mis en évidence les problématiques d'instabilités vibratoires auxquelles sont sensibles les opérations à grande vitesse.

Nous nous sommes principalement intéressés à deux grands types de problèmes à savoir la prédiction des lobes de stabilité vis-à-vis des instabilités vibratoires et la modélisation dynamique.

Le diagramme des lobes de stabilité est un outil de prédiction simple à mettre en oeuvre pour déterminer les zones pour lesquelles l'usinage est stable. Les modélisations classiques sous forme analytique permettent de prédire la stabilité des opérations de tournage et de fraisage lorsque la coupe est continue (engagement radial important, outil à grand nombre de dents). D'autres méthodes doivent être développées pour modéliser la stabilité des opérations de finition en fraisage. Une possibilité est d'étudier les propriétés des équations différentielles décrivant le fraisage. Cette méthode permet d'obtenir un deuxième type de lobes de stabilité.

La modélisation dynamique des phénomènes permet de reproduire l'évolution temporelle des paramètres d'un système sous une sollicitation donnée. Cette approche en usinage permet d'estimer les efforts de coupe et l'évolution des vibrations dans les structures en cours d'usinage. Ces méthodes permettent également d'évaluer la stabilité de la coupe.
L'étude bibliographique a permis de mieux cerner les méthodes et les enjeux de la modélisation des opérations d'usinage. Les moyens de contrôler ou de surveiller ces phénomènes ont également été étudiés.

14.1.2 Développements de codes de simulation

L'étude bibliographique a permis de mettre en lumière un ensemble de modélisations existantes pour les opérations d'usinage. Nous avons développé des programmes qui permettent de reproduire certains de ces modèles.

Obtention des lobes de stabilité

Les algorithmes d'obtention des lobes de stabilité en tournage et en fraisage par la méthode linéaire ont été implémentés. Ils ont servi de base à la validation des codes de simulation dynamique.

Simulation dynamique du tournage

La simulation dynamique du tournage dans un cas simple a été effectuée. Elle permet de reproduire les efforts de coupe et les déplacements relatifs de l'outil dans le cas de l'usinage en plongée d'un disque. Ce simulateur a permis d'observer, sur un cas simple, les difficultés pratiques pouvant être rencontrées en simulation dynamique. Cette expérience a été mise à profit lors de la réalisation du simulateur de fraisage.

Simulation dynamique du fraisage

Le point principal de cette thèse a été le développement d'un logiciel permettant de réaliser la simulation numérique du fraisage. Comme il s'agissait d'un premier travail dans ce domaine, tous les aspects de la simulation ont dû être étudiés et développés en pratique :
- la modélisation de la géométrie des outils et de la surface usinée ;
- l'implantation des modèles d'efforts de coupe communément recensés dans la littérature ;
- la modélisation de la dynamique des phénomènes.

Une revue de la bibliographie a permis de recenser les modèles les plus couramment développés dans la littérature. Le modèle le mieux adapté à nos besoins a été choisi.

Le développement de ce logiciel a été effectué en suivant deux grands principes fondamentaux : la modularité et la recherche de paramètres d'entrée pouvant être mesurés aisément en pratique.
La modularité du logiciel a permis l'ajout progressif d'éléments pouvant être pris en compte durant la simulation (la possibilité de simuler un outil avec un pas non uniforme entre les dents ou d'introduire un faux-rond des dents en sont des exemples). Elle permettra de continuer le développement du logiciel par la suite en adaptant les algorithmes si nécessaire.
La recherche de paramètres d'entrée pouvant être mesurés facilement est un principe fondamental lors de la création de codes de simulation. En effet, un logiciel fournira toujours une évolution des paramètres sans forcément se soucier de la réalité physique. Si les paramètres d'entrée ne sont pas fiables, l'interprétation des résultats pourra conduire à des conclusions erronées. De plus, la modélisation basée sur des paramètres facilement mesurables permet d'utiliser plus aisément le logiciel pour des validations sur des exemples concrets.

Dans cette optique, les paramètres d'entrée ont été choisis comme étant des aspects géométriques macroscopiques (modélisation de l'outil selon son diamètre, son nombre de dent et l'angle d'hélice par exemple) ou des éléments technologiques (vitesse de rotation de la broche, avance, profondeur de passe).

Les deux éléments nécessitant une approche plus fine sont la dynamique de la structure et les efforts de coupe.

La simulation de la dynamique de la structure est réalisée par l'intermédiaire d'un modèle modal. Les paramètres d'entrée peuvent être récupérés grâce à une analyse modale expérimentale.

La modélisation des efforts de coupe reste un problème complexe et il n'existe pas de corrélations fiables entre des propriétés intrinsèques des matériaux et l'intensité de ces efforts. C'est pourquoi nous avons développé des algorithmes permettant d'obtenir les paramètres des modèles d'efforts de coupe à partir d'une mesure d'efforts réels.

14.1.3 Validation expérimentale

Les validations expérimentales ont permis de vérifier que les modèles développés permettaient bien de reproduire la réalité.

Les lobes de stabilité ont pu être observés en pratique grâce à l'emploi de méthodes de détection des instabilités. La recherche de zones favorables grâce aux lobes de stabilité a pu être vérifiée expérimentalement.

Les algorithmes originaux d'identification des paramètres des modèles de coupe ont été testés avec succès sur un ensemble de mesures expérimentales. Ils ont permis de récupérer les données nécessaires à la modélisation des efforts de coupe pour un outil et un matériau usiné donné.

Enfin, la validité de la réponse dynamique simulée d'un système simplifié a pu également être vérifiée.

14.2 Apports de cette thèse à l'état de l'art

Les apports originaux de cette thèse sont de plusieurs ordres. Elle a permis en premier lieu de réunir et comparer des modèles issus de la littérature pour étudier leurs domaines d'application et leurs limitations. Cette unification se concrétise par la création d'un logiciel de simulation qui a servi de base à la comparaison des résultats de diverses méthodes pour étudier la stabilité de l'usinage.

Ensuite, l'accent a été mis sur la nécessité de pouvoir obtenir de manière simple les paramètres à entrer dans le simulateur pour permettre son utilisation pratique. La plupart des entrées du simulateur sont donc des éléments géométriques connus (pièce usinée, outil de coupe). Les paramètres technologiques (vitesse de rotation, profondeurs de passe,...) sont imposés par l'utilisateur. Les paramètres modélisant la structure de la machine outil peuvent provenir des techniques d'analyse modale expérimentale. Le point critique se situe au niveau des interactions entre l'outil et la matière. La littérature ne recense pas de méthode normalisée pour obtenir ces paramètres. Ceci nous a mené au développement d'algorithmes originaux d'identification des modèles d'efforts de coupe. Ces efforts sont au noeud du couplage entre le procédé de fabrication et la dynamique de la structure.

Enfin, l'utilisation du simulateur a été orientée vers la recherche de zones favorables pour l'usinage en se basant sur des aspects technologiques (effort de coupe limite ou rugosité de la pièce après usinage) en complément des concepts mathématiques classiques de stabilité pour avoir une vision pratique supplémentaire.

14.3 Perspectives

Plusieurs perspectives pourraient être envisagées pour poursuivre ce travail. Tout d'abord, la validation expérimentale devra être poursuivie en prenant en compte la dynamique d'une broche réelle et non une structure simplifiée. La validation dans le cadre de l'usinage à grande vitesse nécessitera la prise en compte de l'effet gyroscopique sur la dynamique de la broche.
Les méthodes de détection en temps réel pourront être adaptées pour permettre la surveillance d'autres paramètres de l'usinage comme l'usure de l'outil par exemple. La méthode pourra être testée dans le cas du micro usinage pour lequel il est très difficile de détecter visuellement les problèmes.
Les algorithmes d'identification des efforts pourront être adaptés pour prendre en compte d'autres modèles d'efforts de coupe. Des séries de tests pourront également être réalisés sur plusieurs matériaux ayant des caractéristiques proches pour tester la dispersion des pressions spécifiques de coupe observées. L'influence des conditions de coupe (vitesse de coupe, lubrification ou revêtement de l'outil par exemple) pourra également être étudiée.
Le champ d'application du simulateur pourra être élargi pour permettre d'intégrer des problématiques supplémentaires (usure de l'outil, modélisation des échauffements produits et de leur influence sur le procédé, prise en compte du fluide de coupe dans ses aspects thermiques et de lubrification par exemple).
Enfin les résultats fournis par le simulateur pourront servir de base à la modélisation d'autres phénomènes ayant un impact sur la qualité de l'usinage. On peut envisager par exemple de récupérer la répartition des efforts de coupe pour estimer l'usure (donc la durée de vie) de l'outil de coupe. Le couplage du modèle dynamique avec un modèle de la commande numérique de la machine pourrait servir de base à la recherche de stratégies de contrôle de l'opération.

Bibliographie

[1] European Commission. Manufuture, a vision for 2020. Technical report, ec.europa.eu / www.manufuture.eu, 2004.

[2] Conseil Européen de Lisbonne. Conclusions de la présidence, Mars 2000.

[3] R. I. King. *Handbook of high speed machining technology.* Chapman and Hall, 1985.

[4] M. Kaufeld and S. Torbaty. *Rationalisation de L'usinage Très Grande Vitesse.* Société Française d'éditions techniques SOFETEC, 1999.

[5] G. Peigne. *Etude et Simulation Des Effets Dynamiques de la Coupe sur la Stabilité et la Qualité Géométrique de la Surface Usinée : Application Au Fraisage de Profil.* PhD thesis, Institut national polytechnique de Grenoble, Décembre 2003.

[6] F. Pruvot. *Conception et Calcul Des Machines-Outils. Voulme 3 : Les Broches. Etude Dynamique.* Presses polytechniques et universitaires romandes, 1995.

[7] K.F. Ehmann, S.G. Kapoor, R.E. DeVor, and I. Lazoglu. Machining process modeling : A review. *Journal of manufacturing science and engineering*, 119 :655–663, 1995.

[8] M. Wiercirgroch and A.M. Kristov. Frictional chatter in orthogonal metal cutting. *Phil trans. R. Soc London*, 359 :713–738, 2001.

[9] M. Wiercirgroch and E. Budak. Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting. *Phil trans. R. Soc London*, 217 part B :919–930, 2001.

[10] S.A. Tobias and W. Fishwick. The chatter of lathe tools under other cutting conditions. *trans. ASME*, 80 :1079–1088, 1958.

[11] J. Tlusty and M. Polacek. The stability of the machine tool against self-excited vibration in machining. *ASME Int. res. in production eng.*, pages 465–474, 1963.

[12] B. Balachandran and M.X. Zhao. A mechanics based model for study of dynamics of milling operations. *Meccanica*, 35 :89–109, 2000.

[13] M. S. Fofana. *Delay Dynamical Systems with Application to Machine-Tool Chatter.* PhD thesis, University of Waterloo, department of civile engineering, 1993.

[14] T. Insperger. *Stability Analysis of Periodic Delay-Differential Equations Modeling Machine Tool Chatter.* PhD thesis, Budapest University of Technology and Economics, 2002.

[15] M. Movahheddy and al. Simulation of the orthogonal metal cutting process using an arbitrary lagrangian-eulerian finite element method. *J. Mat . Proc. Tech*, 103 :267–275, 2000.

[16] J.F. Molinari. Three-dimensional finite element analysis of high speed machining. In *Metal Cutting and High Speed Machining*, pages 107–118. Kluwer Academic/ Plenum publishers, 2002.

[17] T. Ozel and T. Altan. Modeling of high speed machining processes for predicting too, forces, stresses and temperature using FEM simulation. In *Proceeding of the CIRP Workshop on Modelling of Machining Operations*, May 1998.

[18] T Delio, J Tlusty, and S Smith. Use of audio signals for chatter detection and control. *Journal of sound and vibration*, 114 :146–157, 1992.

[19] T L Schmitz. Chatter recognition by a statistical evaluation of the synchronously sampled audio signal. *Journal of Sound and Vibration*, 262 :721–730, 2003.

[20] W.L. Weingaertner, R.B. Schroeter, M.L. Polli, and J. De Oliveira Gomez. Evaluation of high speed end-milling dynamic stability through audio signal measurements. *Journal of Material Processing Technology*, in press, 2006.

[21] S Y Liang and al. Machining process monitoring and control : The state-of-the-art. *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 126 :297–310, 2004.

[22] G. Luo, D. Osypiw, and M. Irle. Tool wear monitoring by on-line vibration analysis with wavelet algorithm. In *Metal Cutting and High Speed*, pages 393–405. Kluwer academic/ Plenum publishers, 2002.

[23] A. Ganguli. *Chatter Reduction Through Active Vibration Damping*. PhD thesis, Universite libre de Bruxelles, 2005.

[24] A Ganguli, A Deraemaekar, M Horodinca, and A Preumont. Active damping of chatter in machine tools - demonstration with a hardware in the loop simulator. *Journal of Systems and Control Engineering, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,*, 219(15) :359–369, 2005.

[25] E. Al-Regib, J. Ni, and S.H. Lee. Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43 :1229–1240, 2003.

[26] E. Soliman and F. Ismail. Chatter suppression by adaptative speed modulation. *International journal of Machine Tools and Manufacture*, 37(3) :355–369, 1997.

[27] S. Jayaram, S.S. Kapoor, and R.E. DeVor. Analytical stability analysis of variable spindle speed machining. *Journal of Manufacturing Sciences and Engineering*, 122 :391–397, 2000.

[28] Y. Altintas and Al. Analytical stability prediction and design of variable pitch cutters. *Trans. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 121 :173–178, 1999.

[29] A Ganguli, A Deraemaeker, M Horodinca, and A Preumont. A hardware in the loop demonstrator for chatter instbility in machine tools. In *I.S.M.A. Conference*, 2004.

[30] Y Altintas. The mechanical systems design handbook : Modeling, measurement, and control. In *Machine tool dynamics and vibrations*, chapter 4. CRC Press, 2002.

[31] Y. Altintas and E. Budak. Analytical prediction of stability lobes in milling. *Annals of the CIRP*, 44 :357–362, 1995.

[32] E. Budak. An analytical design method for milling cutters with nonconstant pitch to increase stability, part i : Theory. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 125 :29–38, 2003.

[33] S.D. Merdol and Y. Altintas. Multi frequency solution of chatter stability for low immersion milling. *Journal of manufacturing science and engineering*, 126 :459–467, august 2004.

[34] N. Rouche and J. Mawhin. *Equations Différentielles Ordinaires. Tome I : "Théorie Générale"*. Masson et cie éditeurs, 120, Boulevard Saint Germain Paris VIe, 1973.

[35] M.A. Davies, J.R. Pratt, B. Dutterer, and T.J. Burns. Regenreative stability analysis of highly interrupted machining. In *Metal Cutting and High Speed Machining*, pages 151–159. Kluwer academic/ Plenum publishers, 2002.

[36] T. Kalmar-Nagy, G. Stepan, and F.C. Moon. Subcritical hopf bifurcation in the delay equation model for machine tool vibrations. *Nonlinear dynamics*, 26 :121–142, 2001.

[37] T. Insperger and Al. Multiple chatter frequencies in milling process. *Journal of Sound and Vibrations*, 262 :333–345, 2003.

[38] T. Insperger and Al. Stability of up-milling and down-milling, part 1 : Alternative analytical methods. *International journal of Machine tools and manufacture*, 43 :25–34, 2003.

[39] M.X. Zhao and B. Balachandran. Dynamics and stability of milling process. *International journal of solids and structures*, 38 :2233–2248, 2001.

[40] Ingersoll-Rand. *Harmonizer Selection of Optimum Spindle Speed Range for Machining Process.*

[41] *Accordmill : Analyse Acoustique de L'usinage, E.L.P.S. Software www.bagurconsulting.fr.*

[42] E. Rivière, V. Stalon, O. Van Den Abeele, E. Filippi, and P. Dehombreux. Chatter detection techniques using a microphone. In *7th National Congress on Theoretical and Applied Mechanics.* FPMs - Faculty of engineering, 2006.

[43] T.L. Schmitz, K. Medicus, and B. Dutterer. Exploring once per revolution audio signal variance as a chatter indicator. *Journal of Machining Science an Technology*, 6(2) :207–225, 2002.

[44] D A Stepenson and J S Agapiou. *Metal Cutting Theory and Practice, Second Edition*, chapter 8 : Machining process analysis, pages 459–502. CRC Taylor and Francis, second edition, 2005.

[45] *SIMMILL : Calcul Des Conditions de Coupe En Usinage ELPS Software www.bagurconsulting.fr.*

[46] Manufacture Automation Laboratories Inc www.malinc.com. *CUTPRO : PC-Based Milling Simulator.*

[47] L. Guerville and J. Vigneau. Influence of machining conditions on residual stresses. In *Metal Cutting and High Speed Machining*, pages 201–210. Kluwer Academic/ Plenum publishers, 2002.

[48] Y.K. Potdar and A.T. Zehnder. Measurement and simulation of temperature and strain fields in orthogonal metal cutting. In *Metal Cutting and High Speed Machining*, pages 79–89. Kluwer academic/ Plenum publishers, 2002.

[49] D.A. Axinte and R.C. Dewes. Tool wear and workpiece surface integrity when high speed ball nose end milling hardened AISI h13. In *Metal Cutting and High Speed Machining*, pages 171–179. Kluwer Academic/ Plenum publishers, 2002.

[50] D A Stepenson and J S Agapiou. *Metal Cutting Theory and Practice, Second Edition*, chapter 13 : machining economics and optimization, pages 705–766. CRC Taylor and Francis, 2005.

[51] *Techniques Modernes D'usinage : Guide Pratique*, chapter 5 : Aspects économiques de l'usinage, pages V1–V41. AB Sandvik Coromant, 1997.

[52] T.L. Schmitz, M. Davies, and M. Kennedy. High-speed machining frequency response prediction for process optimization. In *Proceedings of the 2nd International Seminar on Improving Machine Tool Performance*, july 2000.

[53] S. Engin and Y. Altintas. Mechanics and dynamics of general milling cutters. part i : Helical end mills. *International journal of machine tool and manufacture*, 41 :2195–2212, 2001.

[54] S. Engin and Y. Altintas. Mechanics and dynamics of general milling cutters. part ii : Inserted cutters. *International journal of machine tool and manufacture*, 41 :2213–2231, 2001.

[55] G. Peigne and Al. A model of milled surface generation for time domain simulation of high-speed cutting. *Proc. Instn Mech. Engrs Part B : J Engineering Manufacture*, 217 Number 7 :919–930, July 2003.

[56] M. L. Campomanes and Y. Altintas. An improved time domain simulation for dynamic milling at small radial immersion. *Transactions of the ASME*, 125 :416–422, Augustus 2003.

[57] B. Balachandran. Nonlinear dynamics of milling processes. *Phil. Trans. R. Soc. Lond. A.*, 359 :793–819, 2001.

[58] X. Liu and K. Cheng. Modelling the machining dynamics of peripheral milling. *International journal of Machine tools and Manufacture*, 45(11) :1301–1320, september 2005.

[59] A. Marty. *Simulation Numérique de L'usinage Par Outil Coupant À L'échelle Macroscopique : Contribution À la Définition Géométrique de la Surface Usinée.* PhD thesis, ENSAM Paris, 2003.

[60] S.C. Assouline. *Simulation Numérique de L'usinage À L'échelle Macroscopique : Prise En Compte D'une Pièce Déformable.* PhD thesis, Ecole nationale supérieure d'arts et métiers. Centre de Paris, 2005.

[61] J. Keyser, S. Krishnan, and D. Manocha. Efficient and accurate b-rep generation of low degree sculptured solids using exact arithmetic : II - computation. *Computer Aided Geometric Design*, 16 :861–882, 1999.

[62] A Larue and B Anselmetti. Deviation of a machined surface in flank milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43 :129–138, 2003.

[63] A-P Xu, Y-X Qu, D-W Zhang, and T Huang. Simulation and experimental investigation of the end milling process considering the cutter flexibility. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43 :283–292, 2003.

[64] S.C. Park and B.K. Choi. Boundary extraction algorithm for cutting area detection. *Computer-Aided Design*, 33 :571–579, 2001.

[65] S.C. Park. Tool-path generation for z-constant contour machining. *Computer-aided Design*, 35 :27–36, 2001.

[66] T.H.C. Childs, K. Maekawa, T. Obikawa, and Y.Yamane. *Metal Cutting : Theory and Practice.* Arnold publishers, 2000.

[67] P. Gilormini. Modélisation de la coupe des métaux. *Techniques de l'ingénieur*, B 7041 :1–12, 2000.

[68] A. D'Acunto and J. Rech. *Fabrication Par Usinage*, chapter 5 : La coupe des métaux, pages 181–246. Dunod, 2003.

[69] E. Shamoto and Y. Altintas. Prediction of shear angle in oblique cutting with maximum shear stress and miniumu energy principle. *journal of manufacturins science and engineering*, 121 :399–407, 1999.

[70] R.P.H. Faasen Ans N. Van de Wouw, J.A.J. Oosterling, and H. Nijmeijer. Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43 :1437–1446, 2003.

[71] T. Inspeger and G. Stépan. Stability of the milling process. *Periodica Polytechnica Mechanical engineering*, 44(1) :47–57, 2000.

[72] Sandvik Coromant. *Produits Pour L'usinage Des Métaux : Outils Rotatifs*, 2003.

[73] Seco tools. *Sélection D'outils Coupants*, 2005.

[74] W.S. Yun and D.W. Cho. Accurate 3-d cutting force preidiction using cutting condition independant coefficients in end milling. *International journal of machine tool and manufacture*, 41 :463–478, 2001.

[75] Y Altintas. *Manufacturing automation, Metal cutting, Machine tool vibration and CNC design*. Cambridge university press, 2000.

[76] A. Moufki, A. Devillez, D. Dudzinski, and A. Molinari. Thermomecanical modelling of oblique cutting and experimental validation. *International Journal of Machine Tool and Manufacture*, 44 :971–989, 2004.

[77] M. Fontaine, A. Devillez, A. Moufki, and D. Dudzinski. Predictive force model for ball-end milling and experimental validation with a wavelike form machining test. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46 :367–380, 2006.

[78] J. Rotberg, S. Shoval, and A. Ber. Fast evaluation of cutting forces in milling, applying no approximate model. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 13 :17–26, 1997.

[79] L. Castro, P Vieville, and P. Lipinski. Correction of dynamic effects on force measurements made with piezoelectric dynamometers. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46(14) :1707–1715, november 2006.

[80] A.C. Araujo and J.L. Silveira. Analysis of the specific force on end milling. In *22nd Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering*, 2001.

[81] N. J. Higham. *Accuracy and Stability of Numerical Algorithms*, chapter 1 : Priciples of finite precision computation, pages 1–38. SIAM : Society for industrial and applied mathematics, 1996.

[82] O. Verlinden. Numerical integration of equations of motion. GraSMech course 2005-2006 Computer-aided analysis of rigid and flexible multibody systems, 2005-2006.

[83] T. Gmur. *Dynamique Des Structures : Analyse Modale Numérique*. Presses polytechniques et universitaires romandes, 1997.

[84] D.J. Ewins. *Modal Testing : Theory and Practice*. Research studies press ltd, 58B Station road, Letchworth, Engeland, 1984.

[85] T.L. Schmitz. Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis. *Annals of the CIRP*, 49/1 :303–308, 2000.

[86] T.L. Schmitz, M.A. Davies, and M.D. Kennedy. Tool point frequency response prediction for high speed machining by RCSA. *Journal of Manufacturing Sciences and Engineering*, 123 :700–707, 2001.

[87] S. Park, Y. Altintas, and M Movahhedy. Receptance coupling for end mills. *International journal of Machine Tools and Manufacture*, 43 :889–896, 2003.

[88] G.S. Duncan, M.F. Tummond, and T.L. Schmitz. An investigation of the dynamic absorber effect in high-speed machining. *International journal of Machine Tools and Manufacture*, 45 :497–507, 2003.

[89] T.L. Schmitz and G.S. Dunacn. Receptance coupling for dynamics prediction of assemblies with coincident neutral axes. *Journal of sound and vibrations*, 289 :1045–1065, 2006.

[90] D. Esterling. Method for reducing the measurement requirements for the dynamic response of tool in a CNC machine. *United state patent application publication*, (US 2005/0021265 A1), 2005.

[91] A. Kiefer. *Integrating Electromechanical Actuator Hardware with Receptance Coupling Substructure Analysis for Chatter Prediction on High Speed Machining Centers*. PhD thesis, North Carolina State University, 2004.

[92] T.L. Schmitz, J. Couey, E. Marsh, N. Mauntler, and D. Hughes. Runout effect in milling : Surface finish, surface location error and stability. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, in press, 2006.

Annexe A

Simulateur

Ce chapitre a pour but de présenter le simulateur de fraisage qui a été développé et qui a permis d'obtenir l'ensemble des résultats simulés présentés dans ce document. Le programme est composé, d'une part, d'une interface graphique permettant de définir l'ensemble du problème et, d'autre part, d'un exécutable permettant de calculer les résultats à partir des données entrées.

A.1 Interface graphique

L'interface graphique est un outil intéressant permettant de visualiser aisément les données entrées pour réaliser la simulation. Cette interface permet de sauvegarder le fichier qui servira de base à la réalisation des simulations. L'interface se compose de divers onglets à compléter.

A.1.1 Outil

Cet onglet (cf. figure A.1) permet d'entrer les caractéristiques géométriques de l'outil (type de fraise, nombre de dents, angle d'hélice). Deux cases à cocher permettent d'activer la saisie du faux rond des dents et l'entrée d'un pas non constant entre les dents. Il est possible de sauvegarder ou de rappeler un outil précédemment sauvegardé dans un fichier .fra.

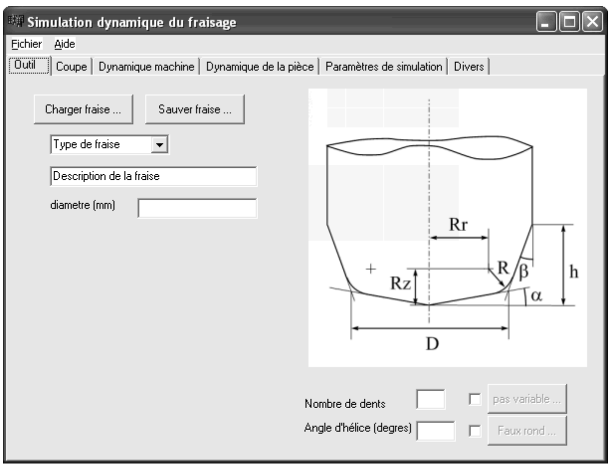

FIG. A.1 – Onglet outil

A.1.2 Coupe

Cet onglet (cf. figure A.2) permet de fixer le modèle d'effort de coupe. Pour un modèle linéaire, les coefficients de coupe correspondant au matériau usiné sont nécessaires; si un modèle non-linéaire est employé, l'exposant affectant l'épaisseur du copeau dans le modèle peut être entré. Ces informations peuvent être sauvegardées dans un fichier .mtl. L'onglet permet également d'entrer le type d'opération à simuler (rainurage, fraisage d'épaulement, surfaçage) et l'avance par dent à employer.

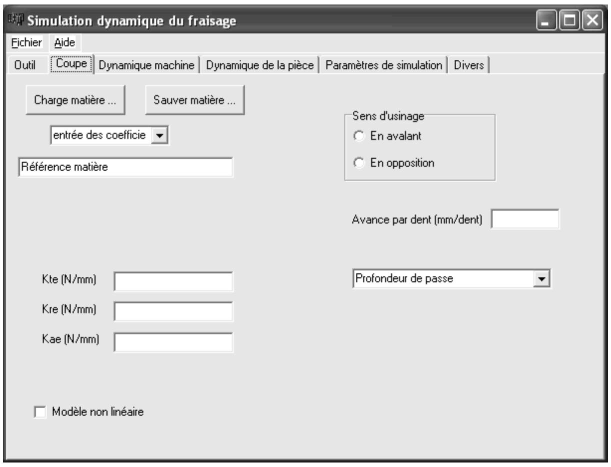

FIG. A.2 – Onglet coupe

A.1.3 Système dynamique

Les caractéristiques modales du système sont introduites dans ces deux onglets (cf. figure A.3 pour la partie broche/outil/porte-outil et A.4 pour la pièce). La dynamique dans les deux directions x (avance) et y est donnée par le résidu complexe, la fréquence propre et le degré d'amortissement réduit.

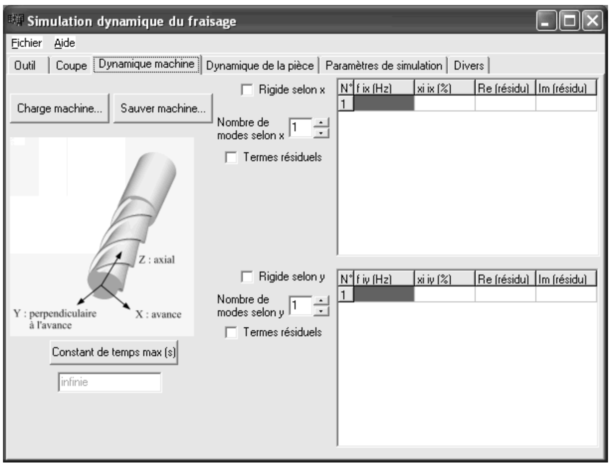

FIG. A.3 – Onglet dynamique de la structure

Si l'analyse modale a été limitée à une gamme de fréquence, il est possible d'introduire une masse et une raideur résiduelle. Il est possible de définir un système rigide dans une ou deux directions (les déplacements seront alors nuls). Un bouton permet de calculer la plus grande constante de temps du système.

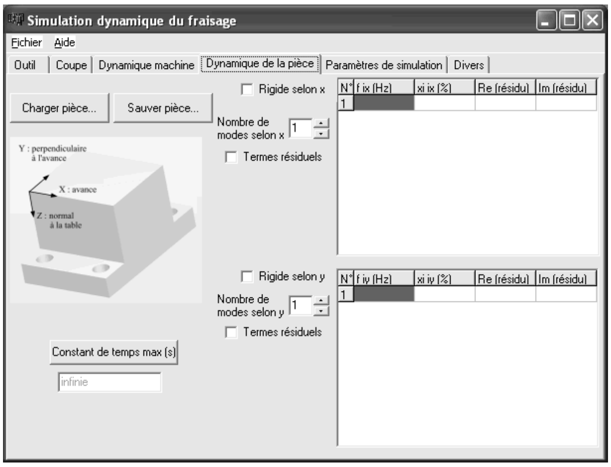

FIG. A.4 – Onglet dynamique de la pièce

A.1.4 Paramètres

Les paramètres de la simulation sont déterminés dans cet onglet (cf. figure A.5). Pour certains d'entre eux, le programme propose des choix de base. On peut sélectionner :
- le nombre de tours de fraise à simuler pour un calcul (le système propose le nombre correspondant à un temps valant trois fois la plus grande constante de temps du système plus quelques tours) ;
- le nombre d'incréments angulaires par tour, ce qui règle le pas de temps (le système calcule un pas de temps remplissant à la fois deux conditions à savoir être soixante fois supérieur à la plus petite période propre et permettre d'avoir au moins 25 points de calcul lors de l'entrée de la matière) ;
- l'incrément axial de la fraise qui est l'épaisseur maximale d'une tranche dz (le système calcule une valeur correspondant à un incrément de 1° sur l'hélice de l'arête) ;
- l'écart maximal entre deux points successifs décrivant la surface (la valeur par défaut est le cinquième de l'avance par dent).

La case à cocher supplémentaire détermine si le bloc de matière à usiner sera rectangulaire ou présentera une portion circulaire qui représente la trace laissée par la fraise. Ceci permet d'accélérer la simulation en ne nécessitant plus une avance supérieure au rayon de la fraise pour être effectivement en régime.
Les derniers paramètres sont le nombre de profondeurs de passe et de vitesse de rotation à simuler, ainsi que l'intervalle à considérer.

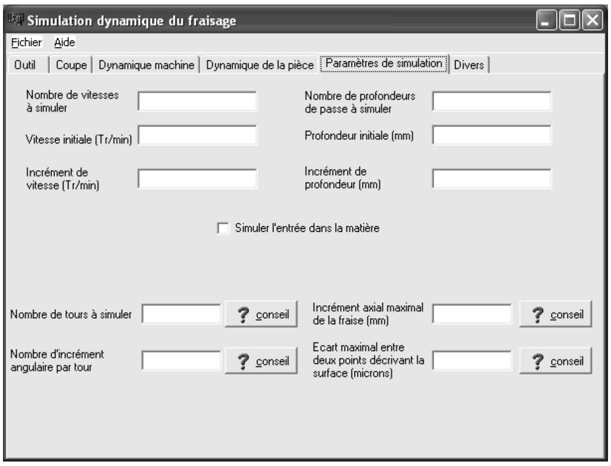

Fig. A.5 – Onglet paramètres

A.1.5 Divers

L'onglet divers (cf. figure A.6) permet d'entrer trois lignes de commentaire dans le fichier (utiles pour retrouver le type de simulation ou les références de l'exemple). Les cases à cocher permettent de déterminer quels résultats seront sauvegardés lors de la simulation (fichier de diagnostic, évolution des efforts et des déplacements, surface usinée).

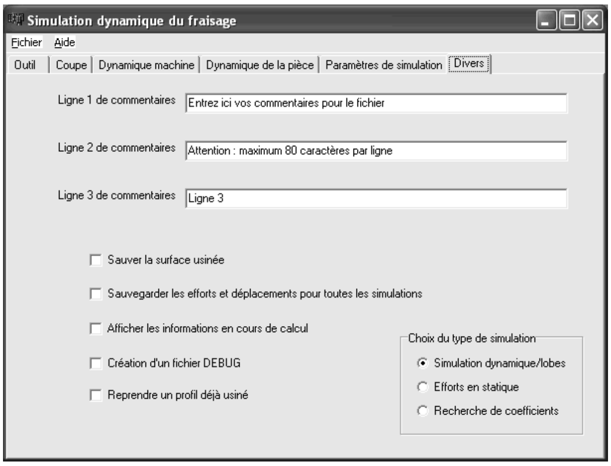

Fig. A.6 – Onglet dynamique divers

A.2 Description du fichier de données

Le fichier de données reprend l'ensemble des paramètres entrés. Il est possible de l'éditer par la suite.

`donnee.dat`	
Commentaire 1	
Commentaire 2	
Commentaire 3	
`%Mill geometry`	
Description de la fraise	
Type de fraise	
Paramètres géométriques de la fraise	
i, N	[°],[1]
Pas1 –> pas10	[°]
Pas11 –> pas20	[°]
Faux-rond1 –> faux-rondf10	[μm]
Faux-rond11 –> faux-rondf20	[μm]
`%Material properties`	
Nom du matériau	
Type de matériau	
paramètres	
K_{te}, K_{re}, K_{ae}	[N/mm],[N/mm],[N/mm]
m_t, m_r, m_a	[1],[1],[1]
`%Machine dynamic`	
n modes x	
m_{1x}, f_{1x}, ξ_{1x}	[kg],[Hz],[%]
$\vdots$	
terme résiduel	[0/1]
Paramètres éventuels	
n modes y	
m_{1y}, f_{1y}, ξ_{1y}	[kg],[Hz],[%]
$\vdots$	
terme résiduel	[0/1]
Paramètres éventuels	
`%Workpiece dynamic`	
n modes x	
m_{1x}, f_{1x}, ξ_{1x}	[kg],[Hz],[%]
$\vdots$	
terme résiduel	[0/1]
Paramètres éventuels	
n modes y	
m_{1y}, f_{1y}, ξ_{1y}	[kg],[Hz],[%]
$\vdots$	

Fichier de données (suite)	
terme résiduel	[0/1]
Paramètres éventuels	
`%Technological parameters`	
Sens,s_t	+1 : opposition ; -1 : avalant, [mm/dent]
Type profondeur de passe	
Paramètres éventuels	
simuler entrée	[0/1]
nombre n,n_0,Δn	[1],[tr/min],[tr/min]
nombre a,a_0,Δa	[1],[mm],[mm]
`%Simulation parameters`	
ntours,nΔt/tour,Δa_{max},ds	[1],[1],[mm],[μm]
sv_{sf2},sv_{res},disp,debug,get_{sf1}	[0/1],[0/1],[0/1],[0/1]

A.2.1 Partie relative à la description de la fraise

Quatre types de fraises peuvent être utilisés : cylindrique (type 0) ; boule (type 1) ; torique (type 2) ; cas général (type 3). Les paramètres géométriques à entrer sont les suivants :
- Si *fraise cylindrique* : D [mm]
- Si *fraise boule* : D [mm]
- Si *fraise torique* : D, R [mm],[mm]
- Si *cas général* : $D, R, R_r, R_z, \alpha, \beta, h$ [mm],[mm],[mm],[mm],[°],[°],[mm]

Cette sous-partie du fichier peut être sauvegardée individuellement dans un fichier portant l'extension .FRA.

A.2.2 Partie relative à la description du matériau

Deux types de paramètres peuvent être entrés : entrée directe des pressions spécifiques (type 0) ou transformation orthogonale/oblique (type 1). Les paramètres sont les suivants :
- Si *entrée directe* : K_{tc}, K_{rc}, K_{ac} [N/mm^2],[N/mm^2],[N/mm^2]
- Si *Ortho/oblique* : $\tau, \alpha\, beta$ [N/mm^2],[°],[°]

Cette sous-partie du fichier peut être sauvegardée individuellement dans un fichier portant l'extension .MTL.

A.2.3 Partie relative à la dynamique du système

La structure est identique pour la dynamique côté machine (outil/porte outil/broche) et côté pièce. Si le nombre de modes selon x ou y est nul, le système est considéré comme rigide dans cette direction (déplacement nul pour tout effort).
Si les termes résiduels sont considérés, la masse et la raideur résiduelles sont ajoutées.
Ces deux sous-parties du fichier peuvent être sauvegardées individuellement dans des fichiers portant l'extension .DYM (pour le côté machine) et .DYP (pour le côté pièce).

A.2.4 Partie relative aux paramètres technologiques

La profondeur de passe peut être introduite selon quatre méthodes : épaulement demi-fraise (type 0) ; rainure (type 1) ; profondeur de passe (type 2) ; angles entrée/sortie (type 3). Les deux

premiers types ne nécessitent pas de paramètres supplémentaires. Les deux autres nécessitent l'entrée des données suivantes :
- Si *profondeur de passe* : b [mm]
- Si *angles entrée/sortie* ϕ_{st}, ϕ_{ex} [°],[°]

Le paramètre *simuler entrée* détermine si la surface de départ est un simple bloc ou si on considère qu'on a déjà laissé la trace de l'outil ayant eu une avance égale au rayon de la fraise.
La ligne suivante définit les vitesses de rotation à simuler pour la réalisation de lobes de stabilité (nombre, valeur initiale et incrément).
La dernière ligne de cette section définit les profondeurs de passe pour la réalisation de lobes de stabilité (nombre, valeur initiale et incrément).

A.2.5 partie relative aux paramètres de simulation

- ntours est le nombre de tours d'outil à simuler
- nΔt/tour est le nombre de pas de temps par tour d'outil
- Δa_{max} est l'épaisseur maximale d'un disque discrétisant axialement la fraise
- ds est l'écart maximum entre deux points décrivant la surface usinée
- Sv_{sf2} détermine si le profil de la surface usinée doit être sauvegardée (dans un fichier .sf2)
- sv_{res} détermine si l'évolution des efforts et paramètres de configuration doit être sauvegardée (dans un fichier .res)
- disp détermine si un affichage de l'évolution du calcul doit être effectué en cours de calcul
- debug détermine s'il faut sauver les informations de mise au point dans un fichier de diagnostic
- get_{sf1} détermine si le profil initial de la surface doit être repris d'un précédent calcul

A.2.6 Exemple d'un fichier concret

Le fichier de donnée ayant permis de générer l'exemple traité au §12.6 est présenté

donnee.dat	
Article 'a model of milled surface...' G. Peigne	commentaires
leslobes de stabilité	commentaires
15/11/2006	commentaires
!Mill geometry	
Fraise cylindrique	description de l'outil
0	fraise cylindrique
1.400000e+01	Diamètre
0.000000e+00 1	angle d'hélice, nombre de dents
3.600000e+02 0 0 0 0 0 0 0 0 0	décalage de la dent
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	... suite décalages
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	faux-rond
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	... suite faux-rond !Material properties
Plaque en alu	description de la pièce
0	entré directe des coefficients
4.485200e+00 1.345600e+00 0.000000e+00	coefficients de coupe
0.000000e+00 0.000000e+00 0.000000e+00	coefficients de coupe
4.000000e-01 4.000000e-01 4.000000e-01	exposants du modèle de coupe

Fichier de données (suite)

!Machine dynamic	
0	rigide selon x
0	pas de termes résiduels
0	rigide selon y
0	pas de termes résiduels
!Worpiece dynamic	
0	rigide selon x
0	pas de termes résiduels
1	1 mode selon y
1.104e+02 4e-01 1.344e-01 0	Caractéristiques modales
0	pas de termes résiduels
!Technological parameters -1 1.000000e-01	usinage en avalant, avance
2	choix d'entrée de la profondeur radiale
2.000000e+00	profondeur de passe radiale
0	ne pas simuler l'entrée
70 3.000000e+03 1.000000e+02	vitesses de rotation à simuler
70 1.000000e+00 1.000000e-01	profondeurs de passe à simuler
!Simulation parameters	
300 200 1.000000e+02 2.000000e+01	300 tours, 200 incréments de temps par tou
0 0 0 0 0	ne rien sauvegarder

A.3 Résultats

Le fichier de donnée .dat est un simple fichier texte ; il est donc facilement modifiable par la suite. La simulation est lancée en ouvrant le fichier exécutable et en introduisant le nom du fichier de données. Trois types de résultats peuvent être fournis.

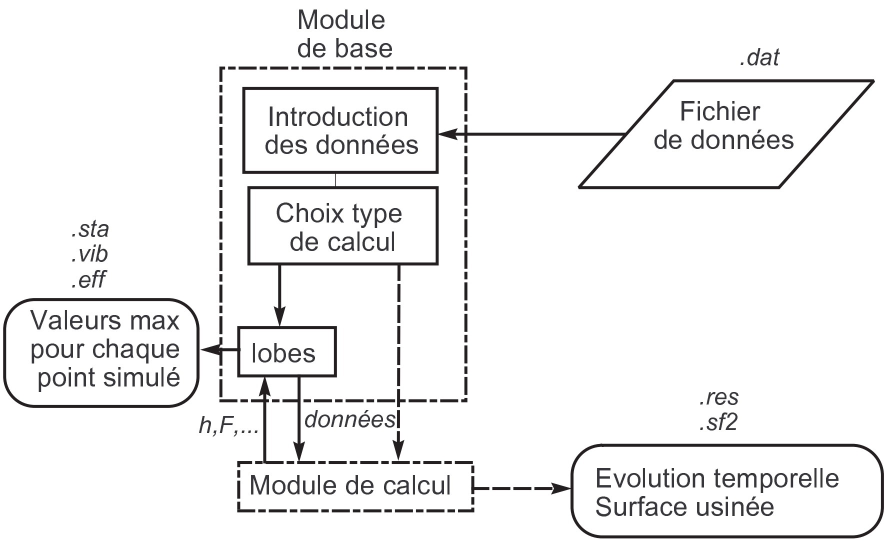

FIG. A.7 – Organigramme des fichiers utilisés

A.3.1 Evolution temporelle des paramètres

Si une seule vitesse de rotation et une seule profondeur de passe ont été sélectionnées, l'évolution temporelle des efforts, des déplacements, de l'épaisseur du copeau et de la position des arêtes de coupe en fonction du temps sont stockés dans un fichier .res. Le profil de la surface usinée est enregistré dans des fichiers .sf2 (un par tranche).

A.3.2 Evaluation de toutes les conditions de coupe

Si plusieurs valeurs sont sélectionnées pour la profondeur de passe et la vitesse de rotation, il est possible de simuler l'ensemble des points de simulation résultants. Le programme sauvegarde les valeurs extrêmes des divers paramètres :
- des fichiers $.r\_a$, $.r\_q$, $.r\_t$ donnant la valeur des rugosités pour chaque calcul effectué ;
- des fichiers .sta, .vib et .eff donnant pour chaque simulation le maximum du rapport entre l'épaisseur du copeau et de l'épaisseur maximale sans vibration, du déplacement et de l'effort total.

Ces informations peuvent être aisément utilisées par un script matlab pour obtenir les lobes de stabilité a posteriori. Cette méthode coûteuse en temps de calcul permet d'effectuer une analyse de sensibilité sur la valeur des seuils choisis comme critère d'obtention des lobes de stabilité.

A.3.3 Obtention directe des lobes

Cette méthode permet d'obtenir les lobes de stabilité basés sur un critère particulier. La méthode balaie l'espace des vitesses de coupe à simuler. Une première profondeur de passe est simulée. Si la simulation est stable, la profondeur de passe est augmentée jusqu'à atteindre une zone instable. Dans le cas contraire, elle est diminuée jusqu'à atteindre un cas stable. Le nombre de calculs à effecturer est plus réduit car l'ensemble des points de simulation ne doivent pas forcément être simulés. Les lobes de stabilité obtenus sont sauvegardés dans un fichier .lob.

Annexe B

Développements mathématiques relatifs aux lobes de stabilité

B.1 Introduction

Ce chapitre annexe présente les développements des méthodes analytiques de prédiction de la stabilité présentées dans la première partie de ce document.

B.2 Modèle énergétique développé par la théorie du couplage modal

Supposons que l'outil possède deux degrés de libertés dans des directions orthogonales. Nous allons rechercher l'énergie fournie par la coupe sur un cycle et l'énergie dissipée durant ce même cycle. Si l'énergie fournie est supérieure à l'énergie dissipée, le système devient instable [6].

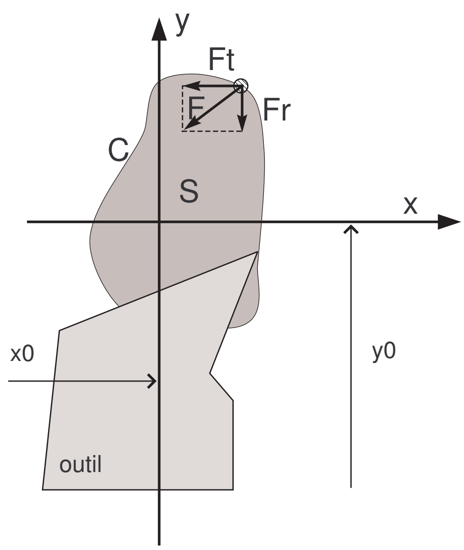

FIG. B.1 – Contour fermé pour l'étude énergétique

L'énergie apportée au système est égale au travail des forces de coupe sur un cycle, c'est-à-dire :

$$\delta E = \oint \vec{F} \cdot \vec{ds} \tag{B.1}$$

L'effort de coupe est pris proportionnel à l'épaisseur du copeau h et à la profondeur de passe axiale a, en employant les coefficients K_t pour l'effort tangentiel et K_r pour l'effort radial :

$$F_r = K_r \cdot a \cdot h = \kappa_{1R} \cdot h \tag{B.2}$$

$$F_t = K_t \cdot a \cdot h = \kappa_{1T} \cdot h \tag{B.3}$$

B.2.1 Energie apportée par la coupe

Si on pose F_{T0} l'effort tangentiel en $y = y_0$ et F_{R0} l'effort radial en $y = y_0$, la relation B.1 peut être réécrite de la manière suivante :

$$\Delta E = -\oint (F_{T0} + \kappa_{1T} \cdot y) \cdot \vec{u_x} \cdot \vec{ds} - \oint (F_{R0} + \kappa_{1R} \cdot y) \cdot \vec{u_y} \cdot \vec{ds} \tag{B.4}$$

$\vec{ds}$ étant un incrément de longueur sur la courbe C qui peut s'exprimer par $\vec{ds} = dx \cdot \vec{u_y} + dy \cdot \vec{u_x}$. On obtient donc l'expression suivante :

$$\Delta E = -\oint (F_{T0} + \kappa_{1T} \cdot y) \cdot dx - \oint (F_{R0} + \kappa_{1R} \cdot y) \cdot dy \tag{B.5}$$

ou encore :

$$\Delta E = -\oint F_{T0} \cdot dx - \oint \kappa_{1T} \cdot y \cdot dx - \oint F_{R0} \cdot dy - \oint \kappa_{1R} \cdot y \cdot dy \tag{B.6}$$

La seule intégrale non-nulle dans l'expression suivante est $\oint y \cdot dx$ qui est égale à l'aire sous-tendu par la courbe fermée C. On a donc comme expression de l'énergie apportée par la coupe :

$$E_C = \kappa_{1T} \cdot S \tag{B.7}$$

B.2.2 Energie dissipée par amortissement

Si on suppose un amortissement proportionnel à la vitesse via la constante d'amortissement C, on a une puissance dissipée par cycle équivalente à :

$$E_a = \int_0^T C \left(\frac{ds}{dt}\right)^2 dt \tag{B.8}$$

$$\left(\frac{ds}{dt}\right)^2 = \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 \tag{B.9}$$

avec T, la période du système, c'est-à-dire $T = \frac{2\pi}{\omega}$. Si on fait l'hypothèse que les fréquences propres sont identiques dans les deux directions x et y, le mouvement est sinusoïdal, décrit par les équations paramétriques suivantes :

$$\frac{dx}{dt} = a\omega \sin \omega t \tag{B.10}$$

$$\frac{dy}{dt} = b\omega \sin \omega t \tag{B.11}$$

En mettant en commun les expressions et en développant, on obtient :

$$E_a = Ca^2\omega^2 \int_0^T \sin^2 \omega t \cdot dt + Cb^2\omega^2 \int_0^T \cos^2 \omega t \cdot dt \tag{B.12}$$

$$E_a = Ca^2\omega^2 \left| \frac{t}{2} - \frac{1}{4\omega} \sin 4\pi \right|_0^T + Cb^2\omega^2 \left| \frac{t}{2} + \frac{1}{4\omega} \sin 4\pi \right|_0^T \tag{B.13}$$

En remplaçant T par sa valeur et en tenant compte du fait que $\sin 2\omega T$ et $\sin 0$ valent 0, on a l'expression finale suivante :

$$E_a = C\omega\pi \left(a^2 + b^2\right) \tag{B.14}$$

B.2.3 Analyse de stabilité

Le système deviendra instable si l'énergie apportée est supérieure à l'énergie dissipée, c'est-à-dire si :

$$\frac{E_C}{E_a} < 1 \Rightarrow \frac{\kappa_T \pi ab}{C\omega\pi\left(a^2 + b^2\right)} < 1 \tag{B.15}$$

En se plaçant dans le cas le plus défavorable, à savoir le cas où la trajectoire est circulaire, on a a=b, l'expression devient donc :

$$\frac{K_T \cdot a}{\omega} < C \tag{B.16}$$

Cette expression lie les grandeurs fondamentales du système à savoir la rigidité de coupe, la fréquence propre, la profondeur de passe axiale et l'amortissement

B.3 Analyse linéaire en tournage

Cette théorie a pour but de démontrer la possibilité de prédire la stabilité du système en étudiant l'effet régénératif. Les hypothèses de base ont été indiquées au §3.2.2 page 15. Rappelons que la formulation conduit au diagramme présentant une boucle de réaction avec délai.

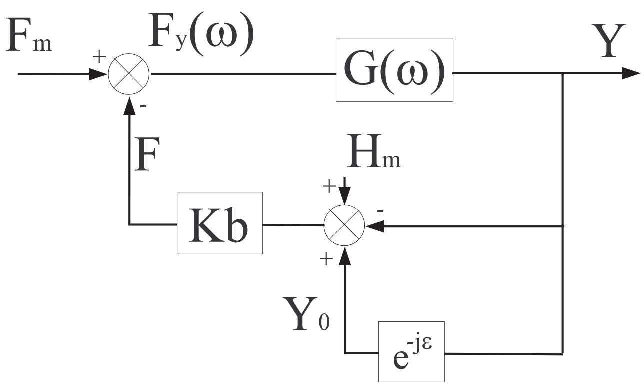

Fig. B.2 – Schéma-bloc pour l'analyse fréquentielle

En appliquant le critère de Nyquist à ce système, la limite de stabilité peut s'exprimer sous la forme suivante :

$$1+\left(1-e^{-j\xi}\right)\cdot K\cdot b\cdot G(j\omega_c)=0 \tag{B.17}$$

b étant réel, il faut nécessairement que $G\cdot\left(1-e^{-j\xi}\right)$ soit réel.
On obtient donc successivement

$$\begin{aligned} Im\left[G\left(1-e^{-j\xi}\right)\right] &= 0\\ |G|\cdot\sin\phi-|G|\cdot sin\left(\phi-\xi\right) &= 0\\ \sin\phi &= \sin\left(\phi-\xi\right) \end{aligned} \tag{B.18}$$

Cette équation présente deux solutions distinctes :
<u>Premier cas :</u>
$\phi=\phi-\xi$, c'est-à-dire $\xi=0$, $G\cdot\left(1-e^{-j\xi}\right)=0$
<u>Deuxième cas :</u>

$$\begin{aligned} \phi &= \pi-(\phi-\xi)\\ -\xi &= \pi-2\phi\\ \Rightarrow\ G\cdot\left(1-e^{-j\xi}\right) &= |G|\cdot e^{j\phi}\cdot\left(1-e^{-j(\pi-2\phi)}\right)\\ &= |G|\cdot\left(e^{j\phi}-e^{-j(\pi-\phi)}\right)\\ &= |G|\cdot\left(e^{j\phi}-e^{j\pi}\cdot e^{j\phi}\right)\\ &= |G|\cdot\left(e^{j\phi}+e^{-j\phi}\right)\\ &= 2\cdot Re(G) \end{aligned} \tag{B.19}$$

La relation B.17 se réduit alors à $1+K\cdot b_{lim}\cdot 2\cdot Re(G)=0$. Le système sera donc instable si la partie réelle de G est négative et si b est plus grand que b_{lim}

$$b_{lim}=-\frac{1}{2KRe(G)} \tag{B.20}$$

A partir de cette relation, il est donc possible d'obtenir le diagramme de stabilité, donnant, dans le plan (n,b) les limites entre zones stables et instables.
Si on considère un système à un degré de liberté masse-ressort-amortisseur, on peut calculer la limite inconditionnelle de stabilité du système en posant $Re(G)$ à sa plus grande valeur négative (c'est-à-dire à son minimum). Soit la fonction de transfert $H(\omega)$ définie par :

$$H(\omega) = \frac{1/m}{-\omega^2+2j\xi\omega_0\omega+\omega_0^2} \tag{B.21}$$

$$= \frac{\left[\left(\omega_0^2-\omega^2\right)-2j\xi\omega_0\omega\right]\cdot 1/m}{\left(\omega_0^2-\omega^2\right)^2+\left(2\xi\omega_0\omega\right)^2} \tag{B.22}$$

$$= \frac{\left(\omega_0^2-\omega^2\right)/m}{\left(\omega_0^2-\omega^2\right)^2+\left(2\xi\omega_0\omega\right)^2}-j\cdot\frac{2\xi\omega_0\omega/m}{\left(\omega_0^2-\omega^2\right)^2+\left(2\xi\omega_0\omega\right)^2} \tag{B.23}$$

Le minimum de la partie réelle est obtenu en calculant sa dérivée :

$$\frac{dRe(\omega)}{\omega}=\frac{1}{m}\cdot\frac{-2\omega\cdot\left[\left(\omega_0^2-\omega^2\right)^2+\left(2\xi\omega_0\omega\right)^2\right]-\left(\omega_0^2-\omega^2\right)\cdot\left[2\left(\omega_0^2-\omega^2\right)\cdot-2\omega+2\left(2\xi\omega_0\right)^2\omega\right]}{\left[\left(\omega_0^2-\omega^2\right)^2+\left(2\xi\omega_0\omega\right)^2\right]^2}$$

$$ \tag{B.24} $$

puis en l'annulant :

$$\frac{dRe(\omega)}{\omega} = 0 \tag{B.25}$$

$$\Leftrightarrow -2\omega \cdot \left[\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)^2 + \left(2\xi\omega_0\omega\right)^2\right] - \cdots \tag{B.26}$$

$$\cdots \left(\omega_0^2 - \omega^2\right) \cdot \left[2\left(\omega_0^2 - \omega^2\right) \cdot -2\omega + 2\left(2\xi\omega_0\right)^2 \omega\right] = 0 \tag{B.27}$$

$$\Leftrightarrow -2\omega\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)^2 - 2\omega^3\left(\xi\omega_0\right)^2 + 4\omega\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)^2 - 2\omega\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)\left(\xi\omega_0\right)^2 = 0 \tag{B.28}$$

En simplifiant par 2ω et en combinant les termes semblables, on obtient successivement :

$$\Leftrightarrow \left(\omega_0^2 - \omega^2\right)^2 - \left(\xi\omega_0\right)^2\left[\omega^2 + \left(\omega_0^2 - \omega^2\right)\right] = 0 \tag{B.29}$$

$$\Leftrightarrow \left(\omega_0^2 - \omega^2\right)^2 - \left(\xi\omega_0\right)^2 = 0 \tag{B.30}$$

Cette équation bicarrée est résolue en ne conservant que les solutions positives :

$$\Leftrightarrow \left(\omega_0^2 - \omega^2\right) - \left(\xi\omega_0\right) = 0 \quad \vee \quad \left(\omega_0^2 - \omega^2\right) + \left(\xi\omega_0\right) = 0 \tag{B.31}$$

$$\omega^2 = \left(1 - 2\xi\right)\omega_0^2 \quad \vee \quad \omega^2 = \left(1 + 2\xi\right)\omega_0^2 \tag{B.32}$$

$$\omega_1 = \sqrt{1 - 2\xi} \cdot \omega_0 \quad \vee \quad \omega_2 = \sqrt{1 + 2\xi} \cdot \omega_0 \tag{B.33}$$

On peut vérifier que la partie réelle est négative si on prend la deuxième solution. Cette partie réelle vaut alors :

$$Re(\omega = \omega_2) = \frac{\left(\omega_0^2 - \left(1 + 2\xi\right)\omega_0^2\right)/m}{\left(\omega_0^2 - \left(1 + 2\xi\right)\omega_0^2\right)^2 + \left(2\xi\omega_0\right)^2\left(1 + 2\xi\right)\omega_0^2} \tag{B.34}$$

$$= \frac{-2\xi\omega_0^2/m}{4\xi^2\omega_0^4 + 4\xi^2\left(1 + 2\xi\right)\omega_0^4} \tag{B.35}$$

En divisant numérateur et dénominateur par ω_0^4 et en posant $k = m \cdot \omega_0^2$, on obtient finalement :

$$Re(\omega = \omega_2) = \frac{1}{k} \cdot \frac{-2\xi}{4\xi^2 + 4\xi^2\left(1 + 2\xi\right)} \tag{B.36}$$

$$= -\frac{1}{k} \cdot \frac{1}{2\xi + 2\xi + 4\xi^2} \tag{B.37}$$

$$= -\frac{1}{4k\xi\left(1 + \xi\right)} \tag{B.38}$$

$$ \tag{B.39} $$

En combinant cette relation avec l'équation B.20, on obtient donc la limite inconditionnelle de stabilité :

$$b_{inc} = \frac{2k\xi\left(1 + \xi\right)}{K} \tag{B.40}$$

B.4 Analyse linéaire en fraisage

Pour rappel, on recherche les lobes de stabilité en fraisage par une méthode linéaire. L'outil est considéré comme ayant deux degrés de liberté dans des directions orthogonales x (avance) et y (cf. figure B.3).

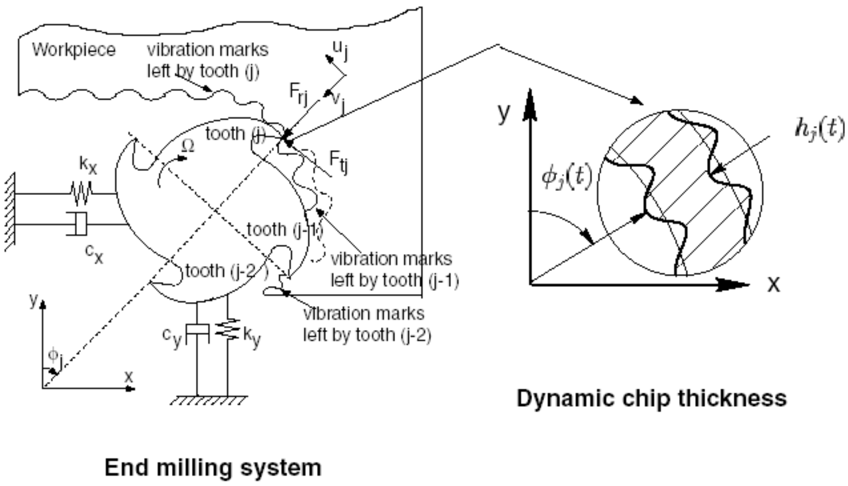

FIG. B.3 – Modélisation du fraisage (selon [31])

Si nous nous intéressons uniquement aux variations causées par les vibrations, le terme $s_t \cdot \sin\phi_j$ dans l'expression de l'épaisseur du copeau peut être supprimé. En développant les termes v_j et en posant $\Delta x = x - x_0$ et $\Delta y = y - y_0$, on obtient finalement l'expression suivante pour la partie variable de l'épaisseur du copeau :

$$h(\phi_j) = [\Delta x \cdot \sin\phi_j + \Delta y \cdot \cos\phi_j] \cdot g(\phi_j) \tag{B.41}$$

Les efforts de coupe sont modélisés comme suit :

$$F_{tj} = K_t \cdot a \cdot h(\phi_j), \quad F_{rj} = K_r \cdot F_{tj} \tag{B.42}$$

avec K_t et K_r constants. Les composantes radiales et tangentielles sont projetées sur les axes x et y pour obtenir les deux composantes de la force agissant sur le système.

$$F_{xj} = -F_{tj} \cdot \cos\phi_j - Frj \cdot \sin\phi_j \tag{B.43}$$
$$F_{xj} = +F_{tj} \cdot \sin\phi_j - Frj \cdot \cos\phi_j \tag{B.44}$$

L'effort total est obtenu par sommation des divers efforts. En rassemblant les équations B.41, B.42, B.43 et B.44 on peut obtenir un système de la forme suivante :

$$\left\{ \begin{array}{c} F_x \\ F_y \end{array} \right\} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \left[\begin{array}{cc} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{array} \right] \cdot \left\{ \begin{array}{c} \Delta x \\ \Delta y \end{array} \right\} \tag{B.45}$$

Les coefficients a_{ij} sont donnés par les expressions suivantes :

$$a_{xx} = \sum_{j=0}^{N-1} -g_j(\omega) \cdot [\sin 2\phi_j + K_r(1 - \cos 2\phi_j)] \tag{B.46}$$

$$a_{xy} = \sum_{j=0}^{N-1} -g_j(\omega) \cdot [(1 + \cos 2\phi_j) + K_r \cdot \sin 2\phi_j] \tag{B.47}$$

$$a_{yx} = \sum_{j=0}^{N-1} g_j(\omega) \cdot [(1 - \cos 2\phi_j) - K_r \cdot \sin 2\phi_j] \tag{B.48}$$

$$a_{yy} = \sum_{j=0}^{N-1} g_j(\omega) \cdot [\sin 2\phi_j - K_r(1 + \cos 2\phi_j)] \tag{B.49}$$

$$\tag{B.50}$$

Ces expressions sont bien évidemment variables en fonction du temps, mais périodiques (période $T = \frac{2\pi}{\omega}$, $\omega = N\Omega$). L'approximation par série de Fourier sera d'autant plus précise que le nombre d'harmoniques pris en considération sera élevé. Pour cette étude, nous nous limiterons à la composante continue, c'est-à-dire à considérer que :

$$[A(t)] = \begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{bmatrix} \approx [A_0] = \frac{1}{T} \int_0^T [A(t)]\, dt \tag{B.51}$$

Après substitution et intégration, nous obtenons finalement les coefficients suivants composant la matrice A_0 :

$$\alpha_{xx} = \frac{1}{2} [\cos 2\phi - 2K_r\phi + K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \tag{B.52}$$

$$\alpha_{xy} = \frac{1}{2} [-\sin 2\phi - 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \tag{B.53}$$

$$\alpha_{yx} = \frac{1}{2} [-\sin 2\phi + 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \tag{B.54}$$

$$\alpha_{yy} = \frac{1}{2} [-\cos 2\phi - 2K_r\phi - K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \tag{B.55}$$

L'étude de la stabilité du système s'effectue à partir de cette forme simplifiée des équations. La fonction de transfert de la structure $\Phi(i\omega)$ est de la forme suivante :

$$[\Phi(i\omega)] = \begin{bmatrix} \phi_{xx}(i\omega) & \phi_{xy}(i\omega) \\ \phi_{yx}(i\omega) & \phi_{yy}(i\omega) \end{bmatrix} \tag{B.56}$$

Si nous posons $\{r\} = \{x(t)y(t)\}^T$ et $\{r_0\} = \{x(t-T)y(t-T)\}^T$, les vibrations peuvent être décrites par :

$$\{r(i\omega_c)\} = [\Phi(i\omega)]\, \{F\}\, e^{i\omega_c t} \tag{B.57}$$

$$\{r_0(i\omega_c)\} = e^{-i\omega_c t}\, \{r(i\omega_c)\} \tag{B.58}$$

En substituant ces équations dans B.45, nous obtenons le système suivant à résoudre :

$$\{F\}\, e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2} a K_t \left[1 - e^{-i\omega_c t}\right] [A_0]\, [\Phi(i\omega_c)]\, \{F\}\, e^{i\omega_c t} \tag{B.59}$$

Une solution non-triviale existe si et seulement si le déterminant vaut zéro :

$$det\left[[I]-\frac{1}{2}aK_t\left[1-e^{-i\omega_c t}\right][A_0]\left[\Phi(i\omega_c)\right]\right]=0 \tag{B.60}$$

Si nous définissons la matrice des fonctions de transfert orientées par :

$$\left[\Phi_0\right](i\omega_c)=\begin{bmatrix}\alpha_{xx}\Phi_{xx}(i\omega_c)+\alpha_{xy}\Phi_{yx}(i\omega_c) & \alpha_{xx}\Phi_{xy}(i\omega_c)+\alpha_{xy}\Phi_{yy}(i\omega_c)\\ \alpha_{yx}\Phi_{xx}(i\omega_c)+\alpha_{yy}\Phi_{yx}(i\omega_c) & \alpha_{yx}\Phi_{xy}(i\omega_c)+\alpha_{yy}\Phi_{yy}(i\omega_c)\end{bmatrix} \tag{B.61}$$

et les valeurs propres de l'équation caractéristique par :

$$\Lambda=-\frac{N}{4\pi}aK_t\left(1-e^{-i\omega_c T}\right) \tag{B.62}$$

nous obtenons la forme simplifiée suivante :

$$det\left\{[I]+\Lambda\left[\Phi_0(i\omega_c)\right]\right\}=0 \tag{B.63}$$

Si les deux degrés de liberté sont choisis comme étant les directions x et y (donc $\Phi_{xy}=0$ et $\Phi_{yx}=0$), l'équation caractéristique devient un polynôme du deuxième degré :

$$a_0\Lambda^2+a_1\Lambda+1=0 \tag{B.64}$$

$$a_0=\phi_{xx}(i\omega_c)\phi_{yy}(i\omega_c)\left(\alpha_{xx}\alpha_{yy}-\alpha_{xy}\alpha_{yx}\right) \tag{B.65}$$

$$a_1=\alpha_{xx}\phi_{xx}(i\omega_c)+\alpha_{xx}\phi_{xx}(i\omega_c) \tag{B.66}$$

De l'équation B.62, nous pouvons tirer l'expression de la profondeur de passe limite a_{lim} :

$$a_{lim}=-\frac{4\pi\Lambda}{NaK_t\left(1-e^{-i\omega_c t}\right)} \tag{B.67}$$

Soit, en développant :

$$a_{lim}=-\frac{2\pi}{NaK_t}\left[\frac{\Lambda_R\left(1-\cos\omega_c T\right)+\Lambda_I\sin\omega_c T}{1-\cos\omega_c T}+i\frac{\Lambda_I\left(1-\cos\omega_c T\right)-\Lambda_R\sin\omega_c T}{1-\cos\omega_c T}\right] \tag{B.68}$$

a étant un nombre réel, il faut que la partie imaginaire de l'équation précédente s'annule :

$$\Lambda_I\left(1-\cos\omega_c T\right)-\Lambda_R\sin\omega_c T=0 \tag{B.69}$$

$$\Rightarrow\kappa=\frac{\Lambda_I}{\Lambda_R}=\frac{\sin\omega_c T}{1-\cos\omega_c T} \tag{B.70}$$

Ceci conduit à l'expression finale :

$$a_{lim}=-\frac{2\pi\Lambda_R}{NK_t}\left(1+\kappa^2\right) \tag{B.71}$$

Pour relier la fréquence de la vibration avec la vitesse de rotation de la broche, on résout tout d'abord l'équation B.70 :

$$\kappa=\tan\psi=\frac{\cos\left(\omega_c T/2\right)}{\sin\left(\omega_c T/2\right)}=\tan\left[\frac{\pi}{2}-\frac{\omega_c T}{2}\right] \tag{B.72}$$

Le déphasage entre deux vibrations successives vaut $\epsilon = \pi - 2\psi$ et $\psi = \tan^{-1} \kappa$. Donc, si k est le nombre (entier) de cycles entre deux passages d'une dent, on a :

$$\omega_c T = \epsilon + 2k\pi \tag{B.73}$$

La vitesse de rotation de la broche (t/min) sera donnée par :

$$T = \frac{1}{\omega_c} (\epsilon + 2k\pi) \rightarrow n = \frac{60}{NT} \tag{B.74}$$

La construction des lobes de stabilité s'effectue donc comme suit :

– choisir une fréquence de chatter proche d'une fréquence propre d'un mode dominant ;
– résoudre le problème aux valeurs propres (éq B.62) ;
– calculer la profondeur de passe critique par B.71 ;
– rechercher la vitesse de rotation de la broche pour k=0,1,2,3,... (éq B.74) ;
– répéter la procédure pour un ensemble de fréquences de chatter.

Annexe C

Annexes concernant la modélisation de la coupe

C.1 Introduction

Ce chapitre annexe a pour but de développer les relations mathématiques permettant de démontrer diverses relations exposées dans le chapitre 9. Leur introduction n'a pas été réalisée directement dans le texte pour éviter d'alourdir sa présentation.

C.2 Calcul de la relation géométrique

La relation géométrique 9.11 exposée page 68 permet d'établir la relation entre les angles définissant la coupe oblique. Elle se base sur la projection des diverses vitesses qui ont été précédemment définies.

$$\left\{ \begin{array}{lcllr} \vec{V} & = & (V\cos i & V\sin i & 0) \\ \vec{V_c} & = & (V_c\cos\eta\sin\alpha_n & V_c\sin\eta & V_c\cos\eta\cos\alpha_n) \\ \vec{V_s} & = & (-V_s\cos\phi_i\cos\phi_n & -V_s\sin\phi_i & V_s\cos\phi_i\sin\phi_n) \end{array} \right. \tag{C.1}$$

En appliquant la relation $\vec{V_s} = \vec{V_c} - \vec{V}$, on peut obtenir les trois relations suivantes :

$$-V_s\cos\phi_i\cos\phi_n = V_c\cos\eta\sin\alpha_n - V\cos i \tag{C.2}$$

$$-V_s\sin\phi_i = V_c\sin\eta - V\sin i \tag{C.3}$$

$$V_s\cos\phi_i\sin\phi_n = V_c\cos\eta\cos\alpha_n \tag{C.4}$$

La relation (C.4) donne immédiatement :

$$V_c = V_s\frac{\cos\phi_i\sin\phi_n}{\cos\eta\cos\alpha_n} \tag{C.5}$$

En réinjectant dans (C.2) et (C.3), on obtient le système suivant :

$$\begin{aligned}
-V_s \cos\phi_i \cos\phi_n &= V_s \frac{\cos\phi_i \sin\phi_n}{\cos\eta \cos\alpha_n} \cos\eta \sin\alpha_n - V \cos i && \text{(C.6)}\\
-V_s \sin\phi_i &= V_s \frac{\cos\phi_i \sin\phi_n}{\cos\eta \cos\alpha_n} \sin\eta - V \sin i && \text{(C.7)}\\
& && \text{(C.8)}
\end{aligned}$$

En replaçant les termes en V et V_c de part et d'autre des égalités, on obtient :

$$\begin{aligned}
V \cos i &= V_s \cdot \left(\frac{\cos\phi_i \sin\phi_n}{\cos\eta \cos\alpha_n} \cos\eta \sin\alpha_n + \cos\phi_i \cos\phi_n \right) && \text{(C.9)}\\
V \sin i &= V_s \cdot \left(\frac{\cos\phi_i \sin\phi_n}{\cos\eta \cos\alpha_n} \sin\eta + \sin\phi_i \right) && \text{(C.10)}\\
& && \text{(C.11)}
\end{aligned}$$

En effectuant $\frac{(C.10)}{(C.9)}$, on trouve finalement :

$$\tan i = \frac{\cos\phi_i \sin\phi_n \sin\eta + \sin\phi_i \cos\eta \cos\alpha_n}{\cos\phi_i \sin\phi_n \cos\eta \sin\alpha_n + \cos\phi_i \cos\alpha_n \cos\eta \cos\alpha_n} \tag{C.12}$$

En simplifiant, on trouve successivement :

$$\begin{aligned}
\cos\phi_i \sin\phi_n \sin\eta + \sin\phi_i \cos\eta \cos\alpha_n = \tan i \cos\phi_i \sin\phi_n \sin\alpha_n \cos\eta \cdots \\
+ \tan i \cos\phi_i \cos\alpha_n \cos\eta \cos\phi_n
\end{aligned} \tag{C.13}$$

En divisant les deux membres par $\cos\eta \cdot \cos\phi_i$, on obtient :

$$\sin\phi_n \tan\eta + \tan\phi_i \cos\alpha_n = \tan i \sin\phi_n \sin\alpha_n + \tan i \cos\alpha_n \cos\phi_n \tag{C.14}$$

Ce qui donne, au final, la relation :

$$\tan\eta = \frac{\tan i \cos(\phi_n - \alpha_n) - \cos\alpha_n \tan\phi_i}{\sin\phi_n} \tag{C.15}$$

C.3 Principe de la contrainte de cisaillement maximale

Lorsque l'on postule que la déformation a lieu dans la direction selon laquelle la contrainte de cisaillement est maximale, il est possible d'obtenir analytiquement la relation 9.12 exposée page 68.
On considère que l'effort $\vec{F}$ fait un angle de 45° avec la direction de la contrainte de cisaillement. On a donc la relation suivante :

$$F_s = F\left(\cos\theta_i \cos(\theta_n + \phi_n) \cos\phi_i + \sin\theta_i \sin\phi_i\right) = F \cos(45°) \tag{C.16}$$

Par corollaire, la projection de l'effort $\vec{F}$ dans le plan de cisaillement doit coïncider avec la direction du cisaillement, c'est-à-dire que la projection de $\vec{F}$ dans la direction normale au cisaillement dans le plan de cisaillement doit être nulle :

$$F\left(\cos\theta_i \cos(\theta_n + \phi_n) \sin\phi_i + \sin\theta_i \cos\phi_i\right) = 0 \tag{C.17}$$

La relation (C.17) donne immédiatement :

$$\cos\left(\theta_n + \phi_n\right) = \frac{\tan\theta_i}{\tan\phi_i} \tag{C.18}$$

en injectant cette valeur dans (C.16), on obtient :

$$\begin{aligned}
\cos\theta_i \frac{\tan\theta_i}{\tan\phi_i}\cos\phi_i + \sin\theta_i\sin\phi_i &= \frac{\sqrt{2}}{2} && \text{(C.19)}\\
\sin\theta_i \frac{\cos^2\phi_i}{\sin\phi_i} + \sin\theta_i\sin\phi_i &= \frac{\sqrt{2}}{2} && \text{(C.20)}\\
\sin\theta_i\left(\frac{\cos^2\phi_i}{\sin\phi_i} + \sin\phi_i\right) &= \frac{\sqrt{2}}{2} && \text{(C.21)}\\
\sin\theta_i \frac{\cos^2\phi_i + \sin^2\phi_i}{\sin\phi_i} &= \frac{\sqrt{2}}{2} && \text{(C.22)}\\
\sin\phi_i &= \sqrt{2}\sin\theta_i && \text{(C.23)}
\end{aligned}$$

Résumé

Les procédés de fabrication par enlèvement de copeaux sont incontournables pour obtenir des pièces complexes dans des tolérances serrées et de petites ou moyennes séries sans lourds investissements en outillages spécifiques. La productivité de l'usinage traditionnel reste relativement faible par rapport à d'autres procédés de fabrication. Le développement de techniques d'usinage à grande vitesse a permis d'améliorer cette productivité, mais les opérations à grande vitesse sont sensibles à des phénomènes d'instabilité vibratoires.

Cette thèse de doctorat a pour but d'étudier, de développer et de valider des techniques de simulation numérique de l'usinage permettant de rechercher les conditions de coupe stables vis-à-vis des vibrations autoexcitées.

Sa première partie synthétise l'étude bibliographique des méthodes de simulation de l'usinage. Elle met en évidence plusieurs familles de méthodes permettant de prédire la stabilité de l'usinage. Les méthodes de linéarisation qui permettent d'obtenir des diagrammes de stabilité de l'opération sont étudiées en détail pour servir de base de comparaison aux autres développements.

La deuxième partie présente le développement d'un logiciel permettant d'effectuer la simulation dynamique de plusieurs types d'opérations de fraisage (fraisage en bout et en roulant). Ce logiciel permet d'obtenir l'évolution temporelle des efforts de coupe, des vibrations au cours de l'usinage et reconstitue l'état de surface de la pièce. Il permet également d'obtenir des diagrammes de stabilité basés sur des critères technologiques (effort de coupe maximum ou rugosité après usinage par exemple). Le développement de ce logiciel a nécessité la création d'algorithmes originaux permettant d'obtenir les paramètres d'entrée modélisant les efforts de coupe à partir de mesures expérimentales.

La dernière partie compare les résultats obtenus par notre logiciel à deux sources de validations : des résultats issus de références bibliographiques et des essais expérimentaux menés dans le cadre de cette thèse. La validité de notre simulateur a pu être prouvée pour les cas de figures envisagés.

Summary

The machining processes by stock removal are impossible to circumvent to obtain complex parts in tight tolerances and for middle and small runs without heavy investments of specific tools. The productivity of traditional machining processes remains low compared to other manufacturing processes. The development of high speed machining techniques made it possible to improve the productivity, but the operations at high cutting speed are sensitive to instability due to vibratory phenomena.

The purpose of this PhD is to study, develop and validate numerical simulation techniques of the machining process in order to seek the stable cutting conditions with respect to the self-excited vibrations.

Its first part synthesizes the bibliographical study. It highlights several families of methods allowing the prediction of the stability. The analytic methods which make possible to obtain stability diagrams are detailed in order to be used as a basis of comparison for the other developments.

The second part sets out a software developed to perform dynamic simulation of several types of milling operations (face and lateral milling). This software makes it possible to obtain the evolution of the cutting forces, the vibrations during machining and gives the surface finish of the part. It also computes diagrams of stability based on technological criteria (maximum cutting force or roughness after machining for example). The development of this software required the creation of original algorithms to obtain the input parameters of the cutting forces models from experimental measurements.

The last part compares the results obtained by our software to two sources of results: tests from bibliographical references and experimental tests carried out during this PhD. The validity of our software has been proven for those examples.