



Science Arts & Métiers (SAM)

is an open access repository that collects the work of Arts et Métiers Institute of Technology researchers and makes it freely available over the web where possible.

This is an author-deposited version published in: <https://sam.ensam.eu>
Handle ID: <http://hdl.handle.net/10985/10068>

To cite this version :

Guillaume REBERGUE, Jean-Philippe COSTES, Quentin HARDOIN - Analyse des phénomènes vibratoires des fraises disques - In: 22ème Congrès Français de Mécanique, France, 2015-08-23 - Congrès Français de Mécanique - 2015

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository

Administrator : scienceouverte@ensam.eu



Analyse des phénomènes vibratoires en usinage des fraises disques

G.REBERGUE^a ; J.P.COSTES^b ; Q.HARDOIN^c

- a. Ecole Nationale des Arts et Métier Paritech, 71250 Cluny ; guillaume.rebergue@ensam.eu
- b. Ecole Nationale des Arts et Métier Paritech, 71250 Cluny ; Jean-philippe.costes@ensam.eu
- c. SECO Tools France, Département R&D, 18000 Bourges ; quentin.hardoin@secotools.com

Résumé :

Lors d'une opération d'usinage, les efforts de coupe entraînent un déplacement relatif entre la pièce et l'outil qui fait varier les efforts de coupe. Ce phénomène, appelé vibration régénérative, nuit grandement à la durée de vie des outils et à l'état de surface de la pièce. Être capable de prédire ces phénomènes permet donc de mieux choisir les conditions de coupe afin de gagner en productivité. Ces vingt dernières années, beaucoup de modèles théoriques ont été développés pour diverses applications, mais il y a eu très peu d'études concernant le cas particulier des fraises disques. Dans cet article, nous allons donc étudier la stabilité des fraises disques via une méthode numérique de simulation temporelle.

Abstract:

During a machining process, cutting forces result in a relative movement between the workpiece and the tool. This displacement changes the chip section and thus modifies the cutting forces. This phenomenon, called regenerative chatter, greatly reduces the tool life and the workpiece surface finish. Being able to predict these phenomena helps choosing better cutting conditions to improve productivity. Over the past twenty years, many theoretical models have been developed for various applications and very few studies on the particular case of discs milling cutter. In this article we will study the stability of discs milling cutter using a numerical method of time domain simulation.

Mots clefs : stabilité, fraisage, simulation temporelle, fraise disque.

1 Introduction

Les phénomènes vibratoires qui apparaissent lors d'une opération d'usinage ont toujours existé et ils ont toujours été un problème pour les industriels. En effet ces vibrations régénératives dégradent l'état de surface et font chuter les durées de vie des outils et de la broche.

Cet article s'intéresse aux problèmes vibratoires rencontrés avec des fraises disques trois tailles qui ont un ratio diamètre/épaisseur important (Supérieur à 30). Pour cela, une méthode est proposée afin de trouver les domaines de stabilité de ces fraises, car l'expérience montre qu'il existe bien des conditions de coupe pour lesquelles la fraise est stable et d'autres où celle-ci est instable. Les fraises étudiées dans cet article ont une denture alternée, de ce fait on ne peut résoudre ce problème analytiquement comme cela a été fait dans d'autres études [1], [2].

Il a donc été choisi de résoudre ce problème via une résolution numérique, à savoir utiliser une simulation temporelle pour prédire si une condition de coupe entraîne une stabilité ou une instabilité de la coupe.

La deuxième partie résume les différentes études faites dans la bibliographie. Dans la troisième partie une modélisation de la fraise disque est proposée. Une fois modélisé, dans la partie quatre les équations correspondants aux phénomènes physiques entrant en jeu sont écrit afin de pouvoir les intégrer dans la simulation temporelle de la partie cinq. Enfin, les résultats sont analysés et une vérification expérimentale est proposée.

2 Bibliographie

La base de l'étude de la stabilité d'une opération d'usinage de fraisage a été développée analytiquement [1], [2] grâce au premier travaux de Tobias et Fishwick [3] et améliorée par une analyse plus fine notamment grâce à l'analyse par la simulation temporelle [4], [5], [6] qui permet de prendre en compte plus de paramètres physiques comme le talonnage [7]. Ces travaux ont permis de connaître les domaines de stabilité de la coupe et ainsi être capable d'optimiser les conditions de coupe en limitant les vibrations.

A partir de ces premières études, diverses solutions ont été étudiées et développées pour réduire ces phénomènes vibratoires comme l'ajout d'amortisseur [8], le développement d'outils à pas variable [9] ou la variation de la vitesse de rotation de la broche [10], [11]. Ces méthodes sont pour l'instant assez peu utilisées dans l'industrie car elles sont souvent difficiles à mettre en place et spécifiques à une application donnée, toutefois ces méthodes permettent de réduire considérablement les phénomènes vibratoires lors d'une opération d'usinage.

Ces études sont la plupart du temps faites pour des applications ou des outils spécifiques comme le fraisage de parois minces à l'aide de fraise deux tailles. Mais il existe d'autres applications où ces études ne peuvent pas s'appliquer directement, comme le cas particulier des fraises disques.

3 Modélisation

Dans un premier temps il est nécessaire de modéliser le système et de le paramétrer proprement.

Afin de simplifier le problème, l'hypothèse prise est que la fraise se déforme uniquement suivant l'axe Z. En effet au vue de la géométrie de la fraise (Ratio diamètre/épaisseur > 30), il semble raisonnable de considérer que le système est infiniment rigide sur x et y.

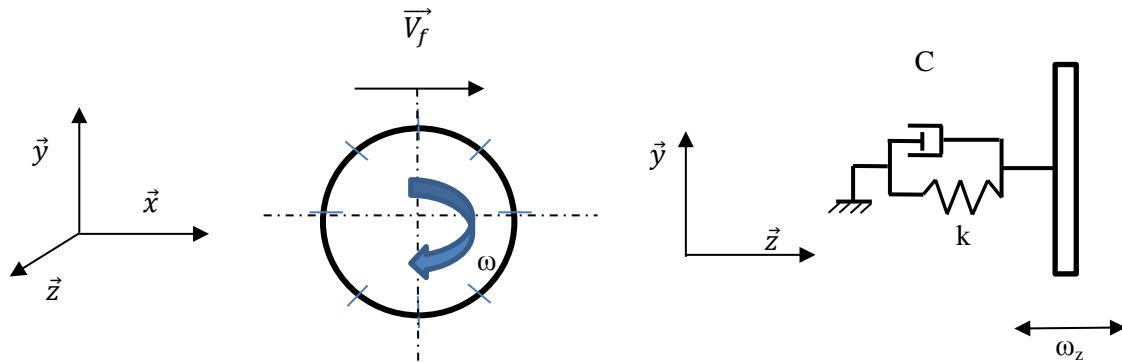


Figure 1 : Modélisation de la mobilité de la fraise disque

On peut remettre en doute cette modélisation d'autant plus que des modélisations par éléments finis de ce type de fraise montrent que le premier mode de déformation de celle-ci ne correspond pas à la modélisation. En effet la fraise se déforme en « selle de cheval » dans son premier mode.

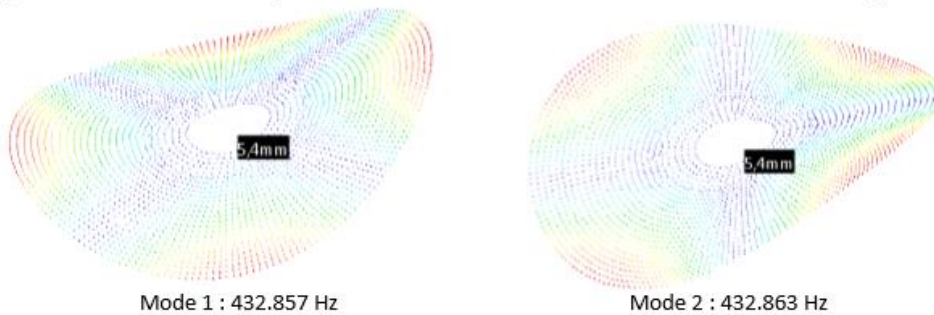


Figure 2 : Représentation des 2 premiers modes propres sans attachement obtenus avec CATIA

Toutefois, en utilisation normale ce type de fraise est utilisé pour des engagements excédant rarement 30% du diamètre de la fraise. On peut considérer que la modélisation est correcte sur la partie de la fraise dans la matière.

De plus une 2^{ème} modélisation de la fraise avec cette fois-ci son attachement confirme cette modélisation dans la zone de la fraise étudiée.

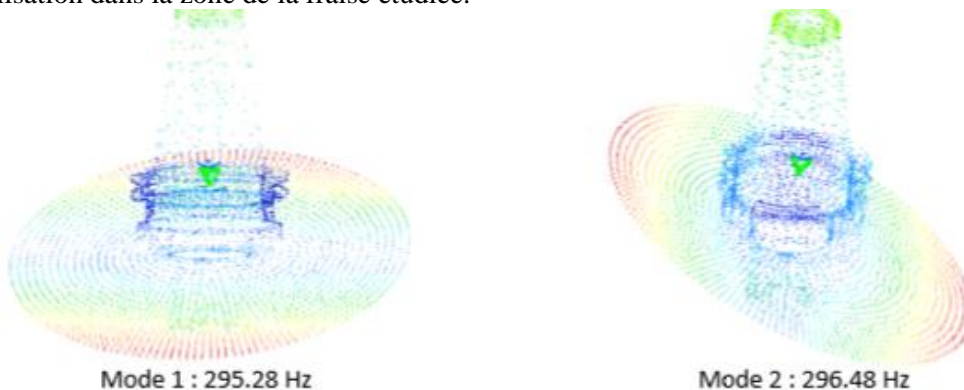


Figure 3 : Représentation des 2 premiers modes propres avec attachement obtenus avec CATIA

4 Mise en équation

4.1 Calcul de la section de copeau

Afin de pouvoir coder dans le programme de simulation temporelle les phénomènes physiques entrant en jeu, il faut les mettre en équations.

Il faut dans un premier temps être capable d'exprimer la section de copeau en fonction des paramètres constants comme les conditions de coupe, et des paramètres variables telle que la position de la dent en fonction du temps.

On notera la dent étudiée la dent j . La dent qui vient d'usiner est la dent $j+1$, la dent qui va usiner est la dent $j-1$.

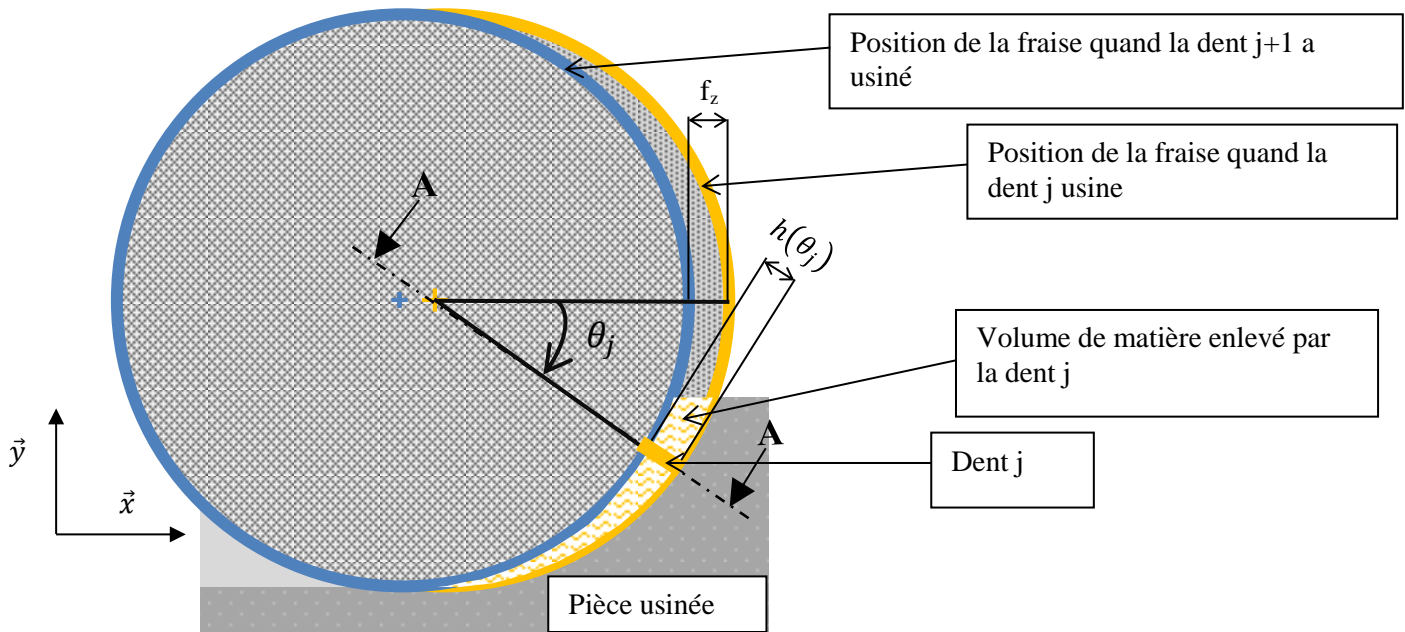


Figure 4 : Modélisation de la hauteur de copeau

Une modélisation simple de la hauteur de copeau est prise : $h(\theta_j) = f_z * \cos(\theta_j)$

Avec f_z l'avance par dent.

La forme de la section de copeau apparaît en regardant ce qu'il se passe dans le plan A-A

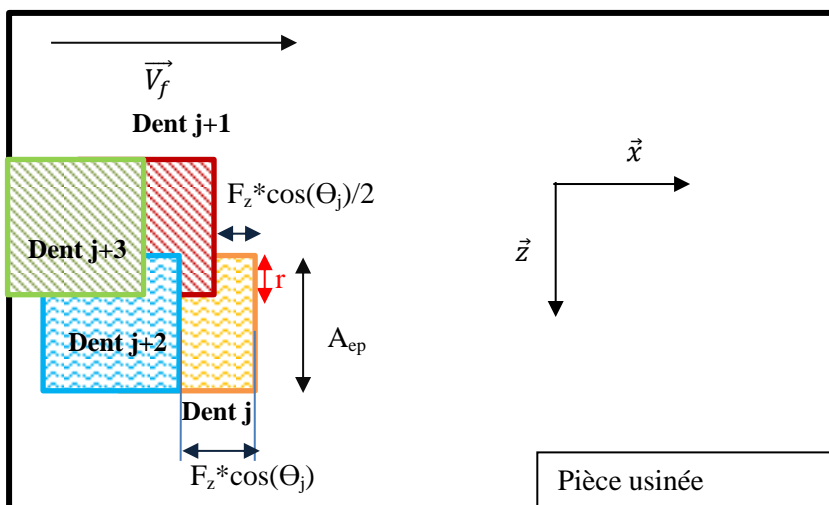


Figure 5 : Modélisation de la section de copeau constante

Avec :

r : le recouvrement entre les plaquettes droites et les plaquettes gauches

A_{ep} : La largeur d'une plaquette

L'expression de notre section de copeau constante est obtenue, celle-ci ne varie pas malgré les vibrations de la fraise.

$$S_{cst} = f_z * \cos(\theta_j(t)) * (A_{ep} - r/2) * g(\theta_j(t))$$

$$\text{avec } g(\theta_j(t)) = \begin{cases} 1 & \text{si la dent est dans matière} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

La seconde étape du calcul de la section de copeau est de calculer la section de copeau qui varie en fonction du mouvement de la fraise.

L'étude porte uniquement sur un seul côté de la fraise afin de mieux visualiser le phénomène. Il faudra appliquer la même méthode sur l'autre côté de la fraise.

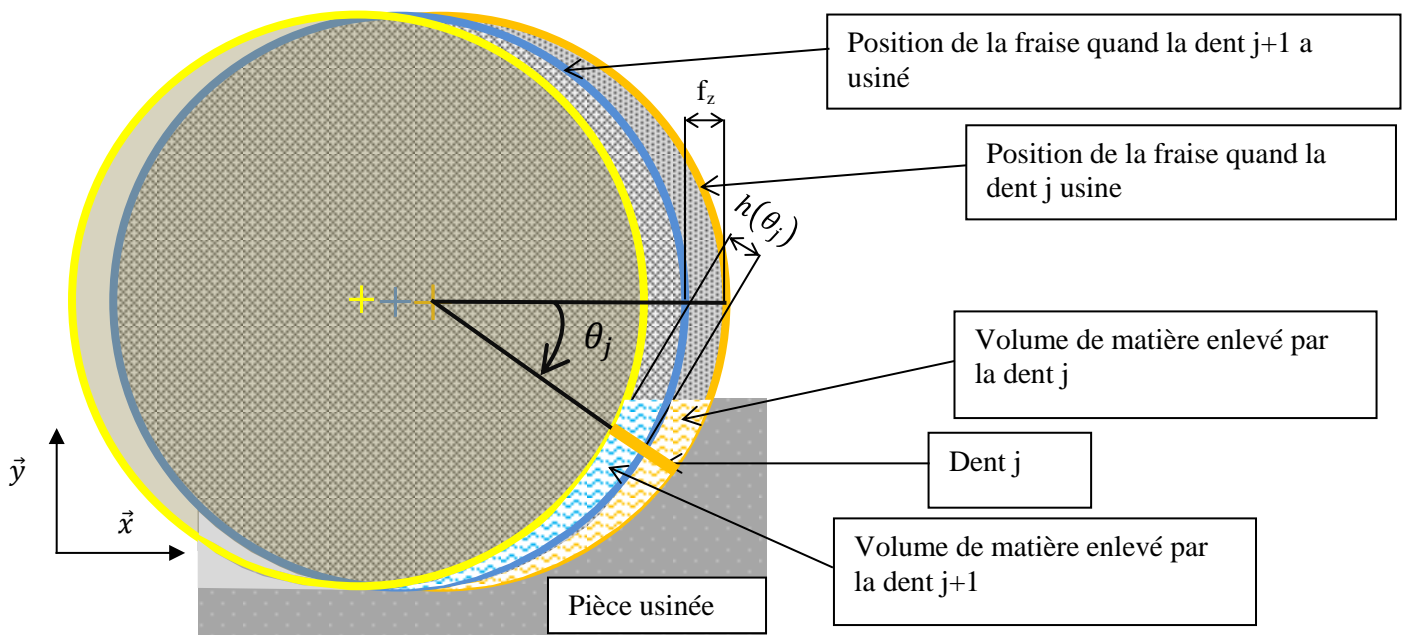


Figure 6 : Raclage de l'arête de coupe secondaire

La dent j va enlever la matière présente dans la zone orange. La dent $j-2$ a enlevé la matière de la zone bleue. (La dent $j-1$ étant présente de l'autre côté de la fraise, elle interagit avec la dent $j-3$ et la dent $j+1$)

La première constatation est que la zone bleue va se faire partiellement réusinier puisque les vibrations de la fraise font que la plaquette de la dent j vient gratter de la matière.

L'hypothèse est faite que ce raclage ne s'applique que sur la partie usinée par la dent $j-2$ dans un premier temps.

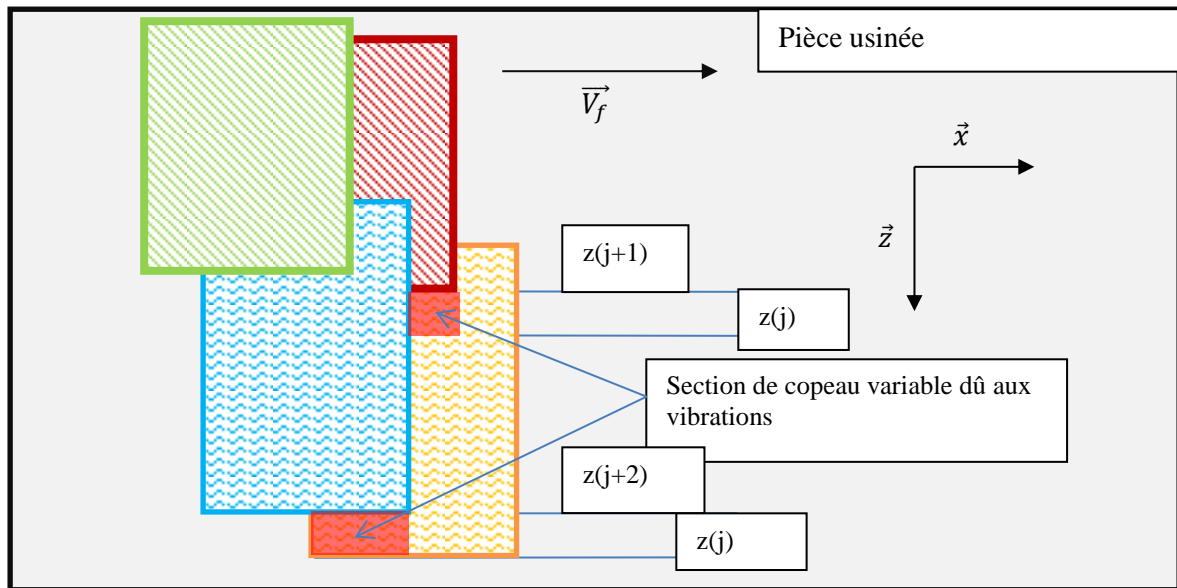


Figure 7 : Modélisation de la section de copeau variable dû aux vibrations

La section de copeau variable est donc obtenue :

$$S_{var} = f_z * \cos(\theta_j(t)) * ([z(t - 2 * T)) - z(t)] * g_1(\theta_j(t)) + 0.5 * [z(t - T)) - z(t)] * g(\theta_j(t))$$

$$Avec : g_1(t) = \begin{cases} 1 & \text{si } z(t - 2 * T)) - z(t) > 0 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

4.2 Calcul des efforts de coupe

Afin de déterminer le déplacement de la fraise, il faut déterminer les efforts qui y sont appliqués. Pour cela il faut connaître le lien entre la section de copeau et l'effort engendré sur l'axe z.

Lors d'une première approche les efforts de coupe étaient calculés théoriquement, toutefois il s'est avéré que la géométrie de la plaquette complexe ainsi que son orientation dans le repaire fraise rendent cette modélisation difficile et peu fiable.

Il a donc été décidé d'établir une loi de coupe à partir de différents essais expérimentaux. Ceci permet d'avoir une loi de coupe fiable.

L'objectif final de ces essais est de pouvoir déterminer une loi de coupe qui donne l'effort suivant l'axe Z en fonction de la section de copeau pour une seule plaquette. Une fois cette loi obtenue, on sera capable de prédire l'effort global appliqué à la fraise à un instant t en sommant les forces générées par chaque plaquette.

$$\vec{F}_z = \sum_{j=0}^{N-1} \vec{F}_j(\theta_j) \quad \text{Avec } N \text{ le nombre de dent}$$

Ces essais ont été réalisés au sein de l'ENSAM Cluny, qui dispose des ressources humaines et matérielles nécessaires pour réaliser ces tests.

Les plaquettes utilisées sur les fraises étudiées possèdent un rayon. J'ai donc défini un plan d'expérience afin de pouvoir identifier deux lois de coupe différentes. Une loi de coupe pour une profondeur de passe inférieure au rayon plaquette et une loi de coupe pour une profondeur de coupe supérieure au rayon de la plaquette.

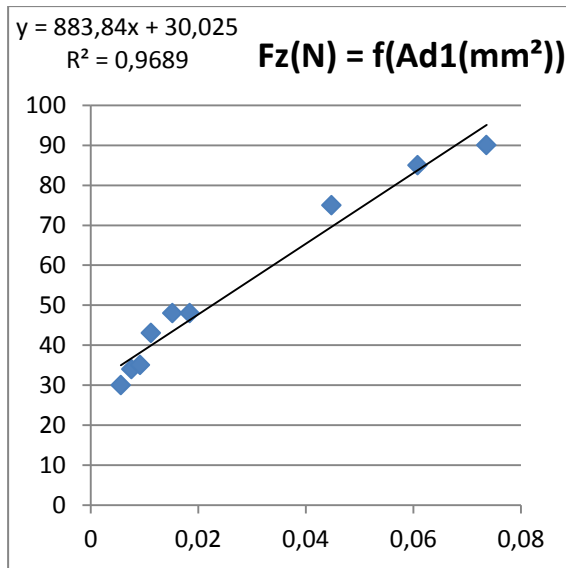


Figure 8 : Loi de coupe de l'arête secondaire

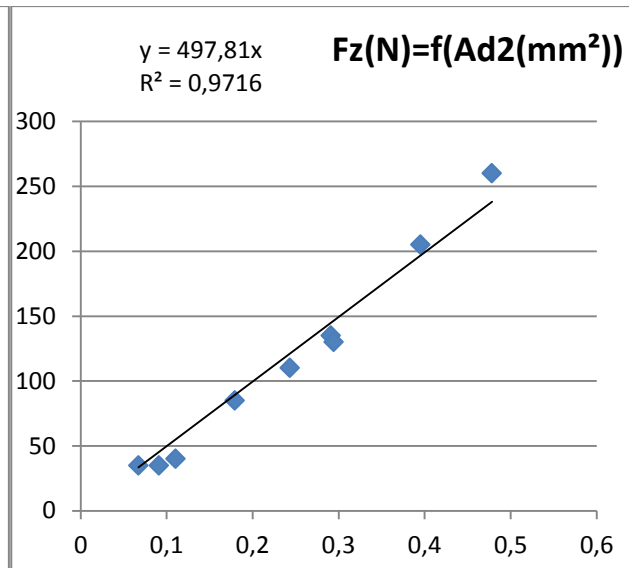


Figure 9 : Loi de coupe de l'arête principale

Une loi de coupe est donc déduite de ces résultats :

Pour les sections de copeau proche de l'arête de coupe secondaire :

$$F_{z1} = K_{cz1} * A_{d1} + 30 N \quad \text{Loi de coupe N°1}$$

Avec : $K_{cz1} = 884 N \cdot mm^{-2}$; A_{d1} : La section du copeau enlevé par l'arête secondaire

Cette valeur de 30N correspond aux frottements de notre arête de coupe secondaire. Même si la profondeur de passe est de 0mm, il y a toujours un effort suivant Z.

Pour les sections de copeau générées éloignées de l'arête de coupe secondaire :

$$F_{z2} = K_{cz2} * A_d \quad \text{Loi de coupe N°2}$$

Avec : $K_{cz2} = 498 N \cdot mm^{-2}$; A_d : La section du copeau enlevé par l'arête principale

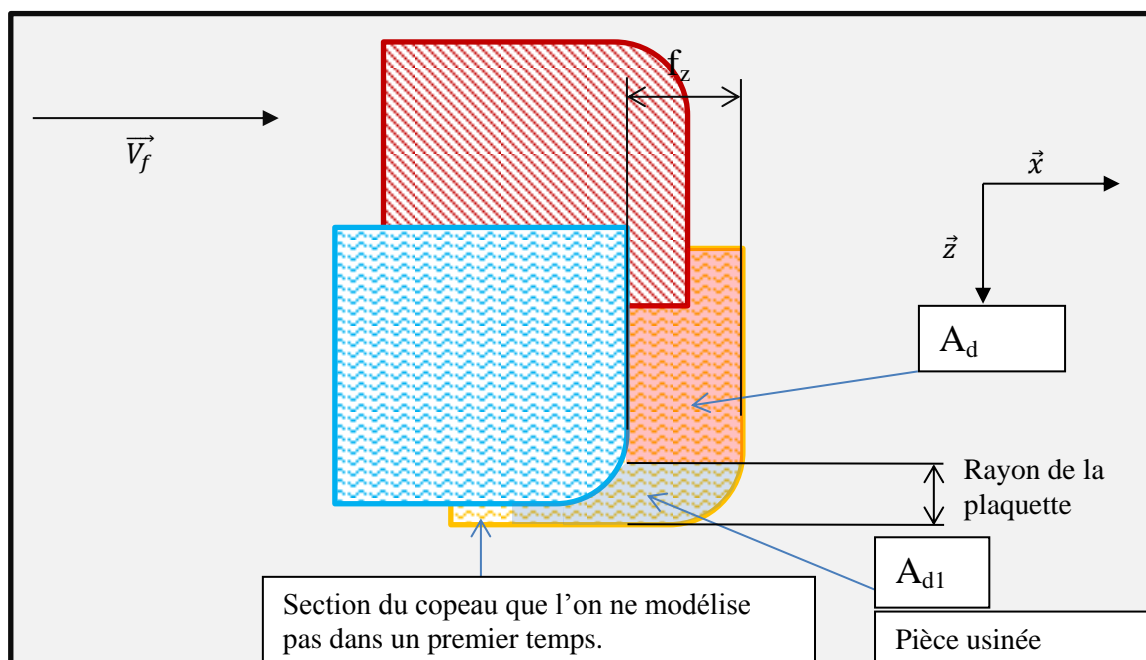


Figure 10 : Répartition de la section de copeau en fonction de la loi de coupe associée

5 Passage à la simulation temporelle

5.1 Méthode

Une fois ces équations établies, elles sont codées à l'aide du logiciel « Scilab ». Le principe de ce type de simulation est de prendre l'état de la fraise (Position, vitesse, accélération, force, position angulaire) à un instant « t » et de calculer son évolution sur un instant « t+dt ».

Pour cela, connaissant la force, la position, la vitesse et l'accélération de l'instant précédent, la nouvelle vitesse, position et accélération sont calculées à l'aide de l'algorithme de Newmark :

Début

{ Les valeurs au pas précédent deviennent les anciennes valeurs }

$$\mathbf{x}_{t-dt} = \mathbf{x}_t; \dot{\mathbf{x}}_{t-dt} = \dot{\mathbf{x}}_t; \ddot{\mathbf{x}}_{t-dt} = \ddot{\mathbf{x}}_t;$$

Répéter

{ Les nouvelles valeurs deviennent les anciennes valeurs }

$$\mathbf{x}_a = \mathbf{x}_t; \dot{\mathbf{x}}_a = \dot{\mathbf{x}}_t;$$

{ Calcul de la nouvelle accélération en fonction des anciennes valeurs }

$$\ddot{\mathbf{x}}_t = \frac{1}{M} f(\mathbf{x}_a, \dot{\mathbf{x}}_a, t);$$

{ Calcul de la nouvelle vitesse et la nouvelle position en fonction de la nouvelle accélération }

$$\dot{\mathbf{x}}_t = \dot{\mathbf{x}}_{t-dt} + \frac{1}{2}(\ddot{\mathbf{x}}_{t-dt} + \ddot{\mathbf{x}}_t)dt;$$

$$\mathbf{x}_t = \mathbf{x}_{t-dt} + \dot{\mathbf{x}}_{t-dt}dt + \frac{1}{3}(\ddot{\mathbf{x}}_{t-dt} + \frac{\ddot{\mathbf{x}}_t}{2})dt^2;$$

Jusqu'à $|\mathbf{x}_t - \mathbf{x}_a| < \varepsilon$ *{ La nouvelle approximation diffère assez peu de l'ancienne }*

Fin.

Ce qui donne appliqué à notre cas :

```
_za=z(i-1);
_dza=dz(i-1);
while _erreur>_precision // On fait le calcul jusqu'à ce qu'on obtienne une précision suffisante.
ddz(i) = 1000*(Fztotat(i-1)-_c*_dza-_k*_za)/_m; // On calcule l'accélération de la fraise à l'instant t grâce au PFD. Le facteur 1000 est là pour les unités (on a tout en mm et non en m)
dz(i)= dz(i-1)+0.5*(ddz(i-1)+ddz(i))*_deltat; // On calcule la vitesse à l'instant t
z(i)= z(i-1)+dz(i-1)*_deltat+(1/3)*(ddz(i-1)+0.5*ddz(i))*(_deltat^2); // On calcule maintenant la position à l'instant t
_erreur = abs(z(i)-_za);
_za=z(i)
_dza=dz(i)
end //On stop le calcul quand celui-ci est assez précis
```

Les valeurs de `_c`, `_k` et `_m`, respectivement l'amortissement, la raideur et la masse de la fraise sont obtenues par sondage.

Connaissant cette nouvelle position, la nouvelle section de copeau et la nouvelle force sont calculables.

```
// On calcule maintenant la section de copeau et la force associée à chaque plaquette
Adcstface=_fz*cos(teta)*((_Aep-_re)-0.5*_r); // on calcule la section de copeau constante de face
Adcstlat=_fz*cos(teta)*_re ; // on Calcule la section de copeau constante latérale
Advarface= 0.5*_fz*cos(teta)*(z(t-_T)-z(t)); // On calcule la section de copeau variante de face
Advarlat=_fz *cos(teta)*(z(t-2*_T)-z(t)); // On calcule la section de copeau variante latérale

Fz=(Adcstface+Advarface)*_kcz2 +(Adcstlat+Advarlat)*_kcz1 + 30 ;// on calcule l'effort suivant z associé à la dent
```

Il faut ensuite sommer les forces de chaque dent à chaque instant de temps pour avoir l'effort total sur la fraise. En répétant cette opération avec un pas de temps assez fin, l'évolution de la position de la fraise suivant l'axe Z est obtenu.

De cette position on peut donc voir, en fonction des conditions de coupe rentrées en paramètre, si la fraise est stable ou non.

5.2 Résultats

Une fois le programme opérationnel, il suffit d'indiquer en paramètre la vitesse de rotation de la fraise, l'engagement et l'avance par dent. A partir des autres paramètres fixes comme la raideur de la fraise, son amortissement, le rayon plaquette et les coefficients spécifiques de coupe. Le programme va simuler l'évolution de la position de la fraise suivant l'axe Z. Du fait de la denture alternée, la fraise va vibrer dans les z positifs et les z négatifs, mais ces vibrations vont s'atténuer si la fraise est stable dans les conditions de coupe testées, dans le cas contraire, l'amplitude du déplacement de la fraise va augmenter au fur et à mesure de l'usinage.

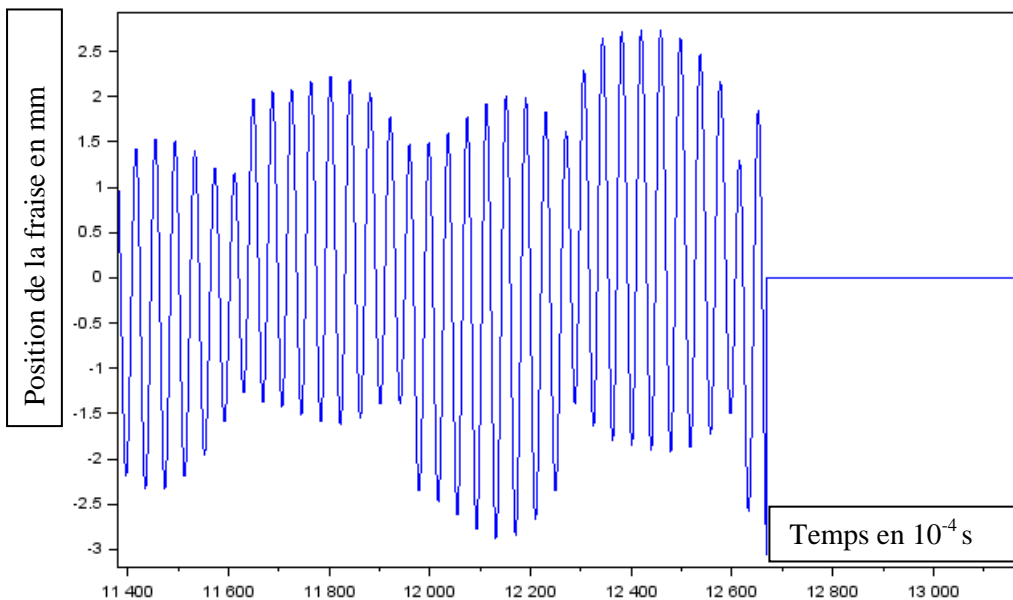


Figure 11 : Position de la fraise sur l'axe Z en fonction du temps

La figure 11 montre que la fraise est instable, l'amplitude maximale de sa position augmente au fur et à mesure de l'usinage.

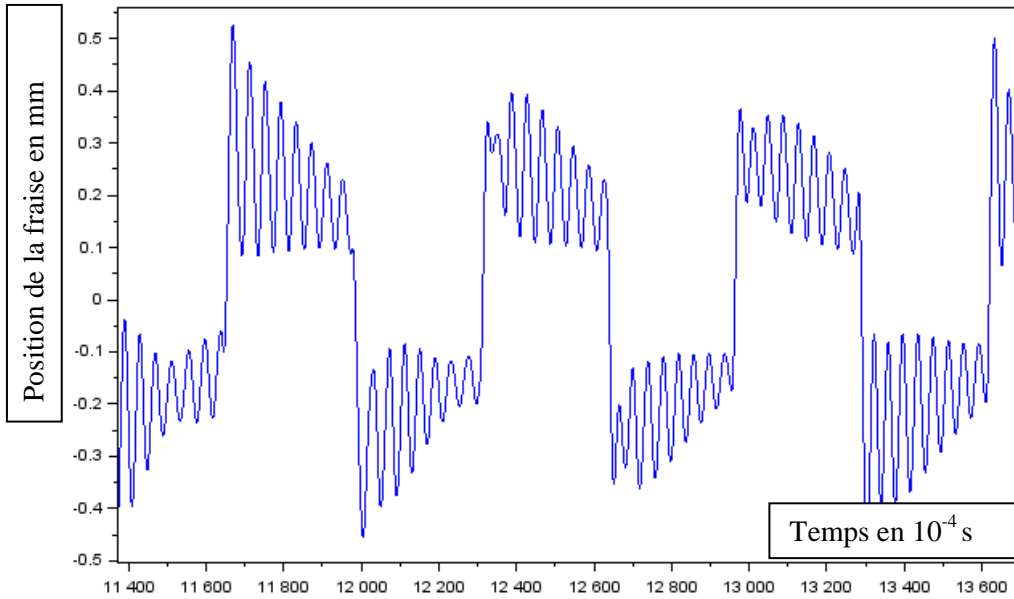


Figure 12 : Position de la fraise sur l'axe Z en fonction du temps

La figure 12 montre que la fraise est stable puisque avant de changer de position, elle se stabilise à chaque fois et l'amplitude maximale ne dégénère pas.

Une vitesse de rotation est choisie et l'avance par dent est augmentée jusqu'à obtenir l'instabilité. L'avance par dent limite associée à la vitesse de rotation est trouvée lorsque l'amplitude du déplacement dégénère.

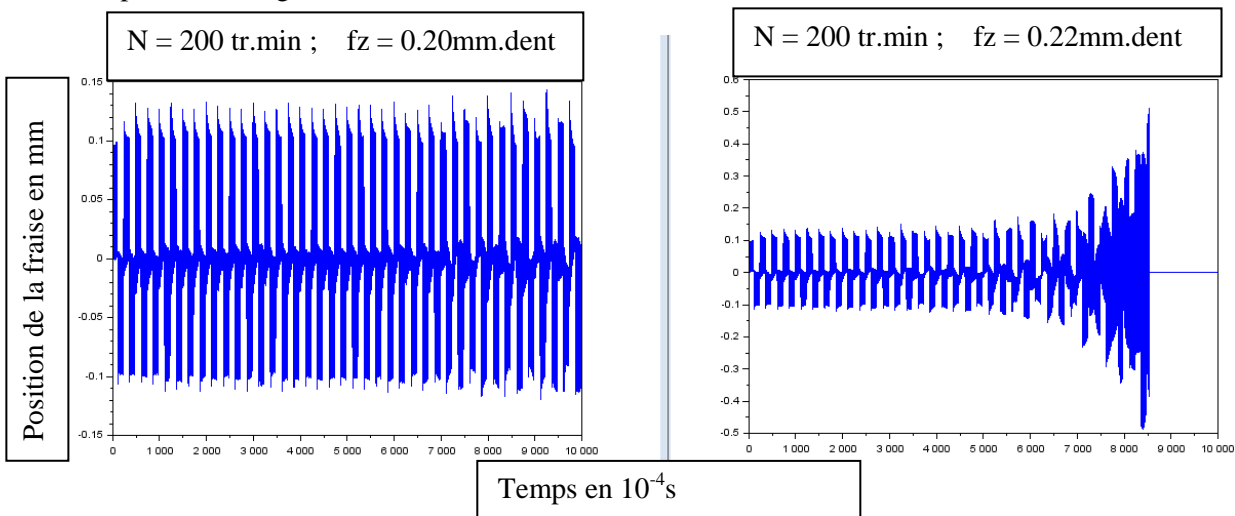


Figure 13 : Evolution de la position en Z de la fraise en fonction de l'évolution de l'avance par dent.

On peut voir sur la figure 13 que pour une vitesse de rotation de 200 tr.min^{-1} , la fraise est stable pour une avance à la dent de $0.20 \text{ mm.dent}^{-1}$, mais elle est instable pour une avance par dent de $0.22 \text{ mm.dent}^{-1}$. L'avance par dent limite correspondant à la vitesse de rotation $N=200 \text{ tr.min}$ est donc de 0.20 mm . En balayant les vitesses de rotation, il est donc possible de tracer les lobes de stabilité d'une fraise trois tailles.

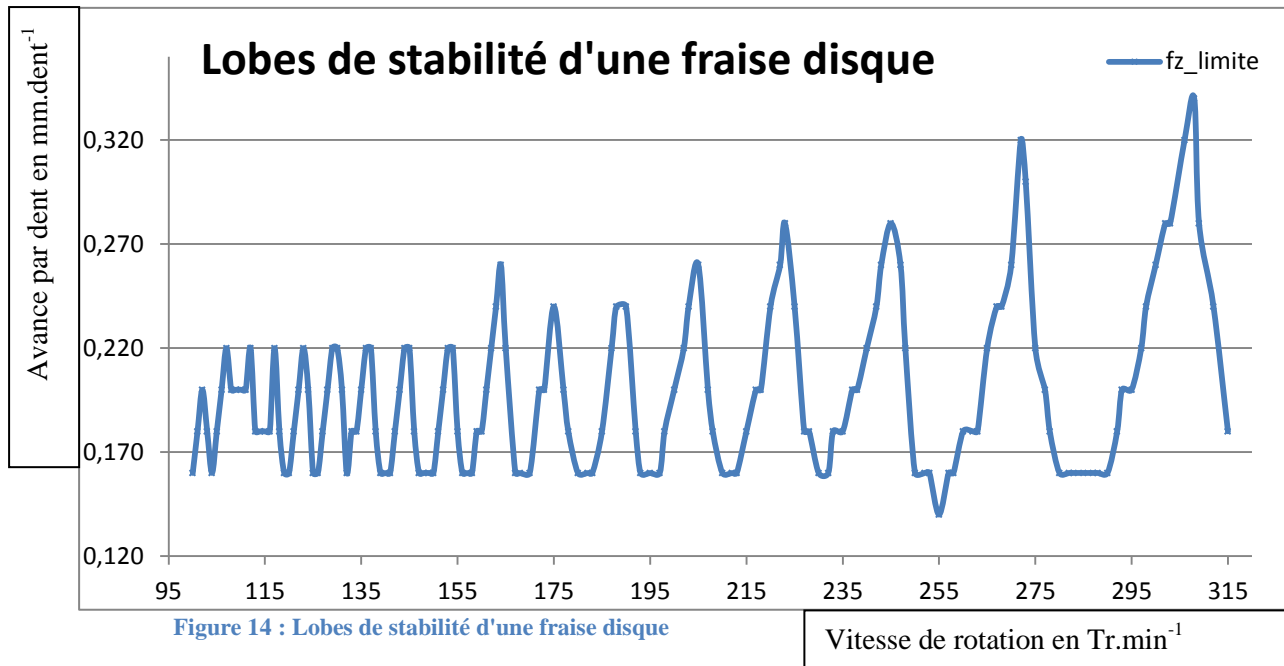


Figure 14 : Lobes de stabilité d'une fraise disque

Vitesse de rotation en Tr.min⁻¹

Ici la fraise simulée est une fraise de diamètre 250 mm, épaisseur 6mm. Dans son utilisation normale, la vitesse de rotation dépasse rarement les 300 tr.min⁻¹.

Il est intéressant de constater que l'on obtient la même forme que les lobes de stabilité obtenus pour les fraises deux tailles, à la différence que ce n'est plus la profondeur de passe mais l'avance à la dent sur l'axe des ordonnées. Il existe bien une avance à la dent en dessous de laquelle la fraise est toujours stable (0.16mm.dent). Et la taille des lobes de stabilité augmente bien avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Toutefois dans cette plage de vitesse de rotation les lobes restent très proches les uns des autres.

Le problème de ce type de simulation est le temps de calcul qui est assez long. Il faut environ 10 heures à un PC de bureau équipé d'un Intel Xeon CPU E5520 @ 2.27GHz pour calculer et tracer ces lobes de stabilité.

6 Conclusion et suite du projet

Il faut maintenant vérifier expérimentalement les lobes de stabilité obtenus grâce au programme Scilab. Pour cela nous allons usiner des rainures en faisant varier les conditions de coupe (Vitesse de rotation et avance par dent) et noter si la fraise est stable ou non.

La modélisation actuelle ne prend pas encore en compte tous les phénomènes physiques entrant en jeu. Il y a de fortes chances que la vérification expérimentale amène à un ajustement de cette modélisation en prenant en compte les phénomènes de talonnage et d'autres degrés de liberté de mouvement.

L'analyse théorique a permis de trouver des domaines de stabilité pour les fraises trois tailles, ceux-ci semblent cohérents en terme de forme avec les autres domaines de stabilité trouvés dans la littérature mais il faut encore les vérifier expérimentalement. Une fois le modèle ajusté il pourra être intéressant d'étudier la combinaison de différents systèmes de modification de l'amortissement afin d'augmenter la stabilité de la fraise.

7 Références

- [1] Y. ALTINTAS, E. BUDAK, Analytical prediction of stability lobes in milling, *Annals of the CIRP*, Vol. 44, p. 357-362 (1995)
- [2] Y. ALTINTAS, E. BUDAK, Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling – Part I : General formulation, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* ; Vol. 120, p. 22-30 (1998)
- [3] S.A. TOBIAS, W. FISHWICK, Theory of regenerative machine tool chatter, *Engineer*, Vol. 205, p. 199-203 238-239 (1958)
- [4] T. INSPERGER, G. STEPAN, J. TURI, On the higher-order semi-discretizations for periodic delayed systems, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 313, p. 334-341 (2008)
- [5] S. SMITH, J. TLUSTY, Efficient simulation programs for chatter in milling, *Annals of the CIRP*, Vol. 42, p. 463-466 (1993)
- [6] G. PEIGNE, M. ZATARAIN, O. GONZALO, T. INSPERGER, Calcul des lobes de stabilité en fraisage : comparaison des méthodes existantes, 4^e Assises Machines et Usinage Grande Vitesse, Aix-en-provence, France (2006)
- [7] D. BONDARENKO, H. PARIS, A. GOUSKOV, Influence du talonnage sur la stabilité du système usinant, 19^{ème} Congrès Français de Mécanique, Marseille (2009)
- [8] G.S. DUNCAN, M.F. TUMMOND, T.L. SCHMITZ, An investigation of the dynamic absorber effect in high-speed machining, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 45, p. 497-507 (2005)
- [9] Y. ALTINTAS, S. ENGIN, E. BUDAK, Analytical stability prediction and design of variable pitch cutters, *Transaction of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 121, p. 173-178 (1999)
- [10] T. TAKEMURA, T. KITAMURA, T. HOSHI, K. OKUSHIMA, Active suppression of chatter by programmed variation of spindle speed, *Annals of the CIRP*, Vol. 23, p. 121-122 (1974)
- [11] S. SEGUY, L. ARNAUD, G. DESSEIN, T. INSPERGER, G. PEIGNE, Influence d'une vitesse de rotation variable sur les vibrations d'usinage en UGV, Assises MUGV, Nantes, France (2008)