

Etude de la stabilité du processus d'usinage basée sur la théorie des lobes de stabilité et le traitement des paramètres vibratoires - cas du fraisage

Study of the stability of the machining process based on the stability lobes theory and treatment of vibration parameters - milling case

Salah Hammoudi^{1*}, Abdelaziz Mahmoud Bouchelaghem¹,
Lakhdar Laouar¹, François Girardin²

¹Laboratoire de Mécanique Industrielle Université Badji Mokhtar-Annaba, BP12, Annaba 23000, Algérie.

²Laboratoire Vibrations Acoustique, INSA-Lyon, 25 bis avenue Jean Capelle, F-69621 Villeurbanne Cedex, France.

Soumis le : 15/06/2015

Révisé le : 07/01/2016

Accepté le : 12/01/2016

المخلص

الاستقرار هو شرط أساسي للحصول على نتائج جيدة في عملية تصنيع القطع ويسفر عن تحسين نوعية السطوح وزيادة حياة أداة القطع والتشغيل السليم للألات الميكانيكية. حيث ثبت أن الاختلاف في شروط القطع تساهم في تعطيل هذا المعيار. الدراسة المقترحة هي على وجه التحديد وضع نهج لتقييم الاستقرار الذي يجمع بين المحاكاة، استنادا إلى نظرية فصوص الاستقرار، ودراسة شروط الاهتزاز (RMS والتسارع) التي تم قراءتها وحسبها مع مبدأ تحديد حدود (الاستقرار-عدم الاستقرار) للشروط الاهتزازية.

كلمات مفتاحية: التصنيع، جمود نظام التصنيع، تحسين من شروط القطع فصوص الاستقرار، اهتزاز آلات القطع.

Résumé

La stabilité du processus de coupe est une condition fondamentale pour l'obtention de bons résultats d'usinage qui sont souvent traduits par l'amélioration de la qualité des surfaces usinées, l'augmentation de la durée de vie de l'outil de coupe et le bon fonctionnement des machines-outils. Il est établi que la variation des paramètres de coupe participe à perturber ce critère. L'étude proposée consiste justement à développer une approche d'appréciation de la stabilité qui combine à la fois la simulation, basée sur la théorie des lobes de stabilité, et le traitement des paramètres vibratoires (RMS et accélérations) relevés et calculés, avec le principe de détermination des valeurs limites de stabilité - instabilité de ces paramètres vibratoires.

Mots clés : usinage, rigidité du système d'usinage, optimisation des paramètres de coupe, lobes de stabilité, vibrations des machines-outils.

Abstract

Stability of the cutting process is a basic requirement of good machining process. For ensuring these guarantees an improvement in surface roughness, an increase in the life of cutting tools and the smooth operation of machine tools is necessary. It is established that various cutting parameters disturbs this criterion. The purpose of this study is to develop an approach to assess machining stability. Simulation based on stability lobe theory, and also by processing the vibration parameters (Root Mean Square and acceleration values), were combined to determine the stability/instability borderline values of the vibration parameters.

Keywords: machining, machining system rigidity, cutting parameters optimization, stability lobes, machine tools vibration.

* auteur correspondant: Hammoudi.salah@yahoo.fr

1 INTRODUCTION

L'usinage est une technique de fabrication de pièces mécaniques avec des exigences préalablement définies. Ces exigences sont, dans la majorité des cas, prescrites dans leurs côtes et dans leurs états de surface. Les moyens d'exécution de cette technique sont des machines-outils, de plus en plus, dotées d'organes dynamiques précis et sont, de nos jours, à commande numérique. Aussi, les matériaux qui composent les pièces à usiner et les outils de coupe sont des matériaux aux caractéristiques très différentes [1].

Le processus d'usinage, lors de son exécution, engendre souvent des phénomènes de broutements, de battements et autres défauts nuisibles, altérant directement la qualité de la pièce usinée [2].

Pour obtenir les niveaux de performance et de qualité élevés de pièces, il faut un procédé d'usinage stable [3] [4]. Ainsi la stabilité d'un procédé de coupe peut être considérée comme un critère d'étude et les paramètres de coupe peuvent donc être choisis par rapport à ce critère [5-7]. La stabilité est définie par simulation en créant un graphique de zones stables et instables d'usinage sur la base de la théorie des lobes, ou en utilisant les mesures et l'analyse vibratoires.

La première approche, celle des lobes de stabilité, est simple et directe parce qu'elle permet de choisir les bons paramètres de coupe directement dans la zone définie de stabilité. Les travaux d'Altintas et al, Thevnot et al ont permis, grâce à une formulation analytique numérique, la construction de lobes de stabilité [8-10]. La deuxième approche, celle des mesures vibratoires [11-13], est complexe et indirecte parce qu'elle nécessite des essais.

Notre étude propose une méthodologie d'appréciation des limites de stabilité d'usinage combinant la simulation par la théorie des lobes et l'analyse des paramètres vibratoires. Ainsi, une série d'opérations de fraisage, plus exactement de rainurage d'une pièce, ont été réalisées sur une fraiseuse horizontale, avec de différents régimes de coupe en faisant varier plus la profondeur de passe et moins la vitesse de coupe. Des signaux vibratoires fréquentiels (accélérations en m/s^2), correspondants aux différents régimes de coupe expérimentés, ont été relevés suivant l'axe de déplacement de l'ébauche. Des valeurs efficaces

Root Mean Square (RMS) ont été aussi déterminées sur une bande de fréquences comprises entre 0 et 3000 Hz et des courbes de tendance des accélérations et des RMS ont été établies. Ces courbes de tendance, utilisant des points limites de stabilité des lobes, nous ont permis de déterminer les valeurs limites de stabilité et d'instabilité de ces paramètres vibratoires.

2 ORGANIGRAMME D'APPRECIATION DE LA STABILITE

Notre approche s'inscrit, au même titre que la théorie des lobes, dans la détermination des limites de stabilité/instabilité des régimes de coupe mais par analyse vibratoire. L'organigramme, présenté sur la figure 1, montre les différentes étapes de cette approche qui utilise la simulation pour évaluer ces limites (stabilité/instabilité) des régimes par les niveaux de vibration.

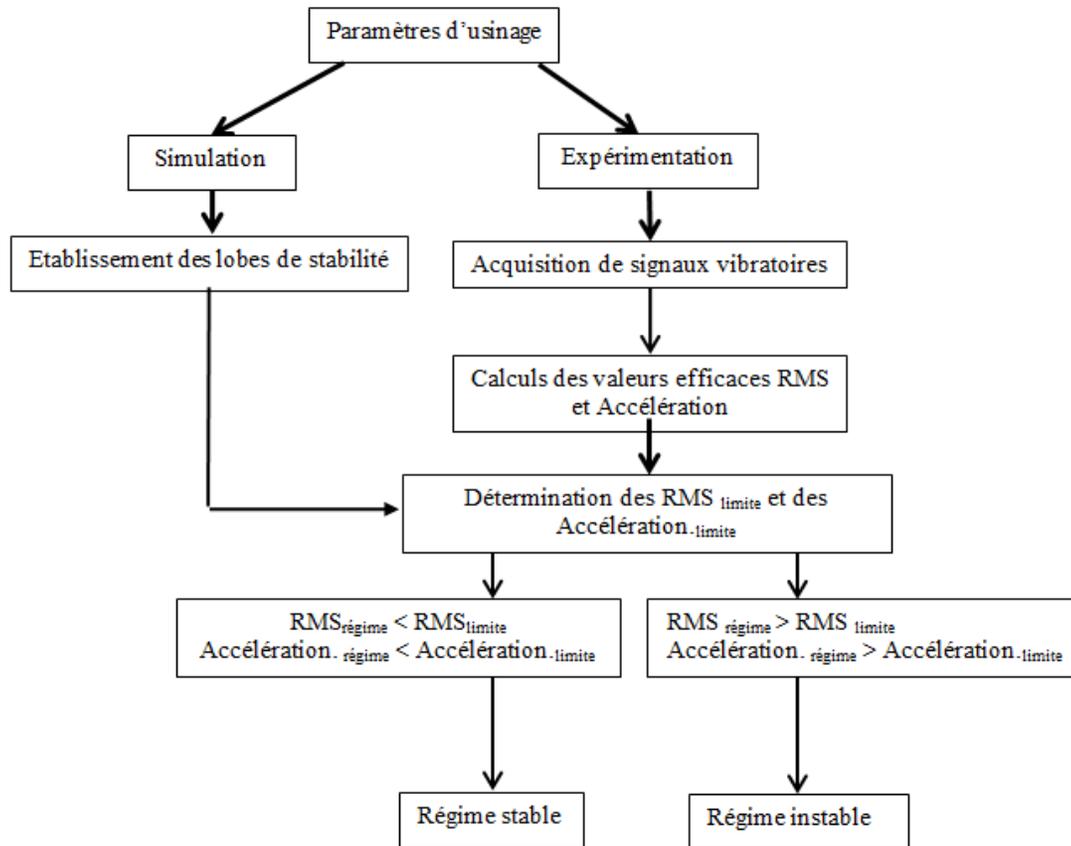


Figure. 1.Organigramme d'appréciation de la stabilité.

3. EXPERIMENTATIONS

Les essais expérimentaux ont été réalisés sur une fraiseuse REMAC en opérations de rainurage avec une fraise en carbure revêtu TN 450 à deux dents $Z = 2$, diamètre $d = 25$ mm et un angle d'hélice de $a_c = 0,48^\circ$. Le matériau usiné est un acier S235 (ancienne norme E24). Les vibrations enregistrées ont été relevées au moyen d'un accéléromètre triaxial, type "PCB Piezotronics" [Sensitivity = 9,81 mV/g (1,001 mV/m/s²), Bias Level = 10,9 V] et un marteau de calibrage "PCB 086C03" [Sensitivity = 10,12 mV/g (1,032 mV/m/s²), Out put Bias = 10,8 VDC], la fréquence d'échantillonnage est de 0 à 7000 Hz. L'accéléromètre a été monté sur la pièce et les expériences se sont effectuées avec des régimes d'ébauchage et de 1/2 finition présentés dans le tableau 1.

Tab.1. Régimes de coupes expérimentales

Régimes	V _c (m/min)	a _p (mm)	f (m/min)
Régimes 1 (R1)	60	0,5	0.048
Régimes 2 (R2)	60	0,75	
Régimes 3 (R3)	60	1	
Régimes 4 (R4)	60	2	
Régimes 5 (R5)	102	0,5	
Régimes 6 (R6)	102	1	
Régimes 7 (R7)	102	1,5	
Régimes 8 (R8)	102	2	

4. SIMULATION NUMERIQUE

En simulation numérique, nous avons appliqué la théorie des lobes de stabilité du fraisage. Cette théorie, beaucoup plus adaptée au fraisage d'ébauche, est une approche analytique de coupe orthogonale d'un système dynamique linéaire supposé n'admettre qu'un degré de liberté dans la direction de l'avance de l'ébauche. Celle-ci est considérée flexible alors que l'outil est rigide

Le système masse-ressort est à la base de cette modélisation, dont les caractéristiques : fréquence propre $\omega_n = 1000$ Hz et taux d'amortissement $\xi = 0,023$ sont obtenues par essais préliminaires alors que les caractéristiques : raideur $K = 45 \cdot 10^8$ N.m⁻¹, coefficient de coupe radial $K_r = 0,9$ MPa et coefficient de coupe tangentiel $K_t = 1800$ MPa sont tirés des conceptions et calcul des machines outils [1]. Le nombre de lobes, quant à lui, est choisi pour englober les fréquences expérimentales de rotation de la broche ; dans notre cas, il est de 8.

L'algorithme, ainsi établi, utilise les caractéristiques propres du système adopté masse-ressort (ω_n, K, ξ) et de l'outil de coupe (k_t, Z, k_r, d, a_e). Il permet de tracer, sur plusieurs itérations, les limites des profondeurs de passe en fonction des vitesses de rotations de la broche.

5. METHODE D'ETABLISSEMENT DES LOBES DE STABILITE

Pour déterminer les lobes de stabilité nous avons utilisé les expressions de la profondeur de passe a_{plim} et de la fréquence de rotation de la broche N_k , en fonction de la fréquence de brottement ω_c . Ces expressions sont :

$$a_{plim} = \frac{1}{\left(\frac{z}{2\pi}\right) \alpha_{yy} \cdot K_t \cdot G_y(\omega_c)} \quad (1)$$

$$N_k = \frac{60 \omega_c}{z \left[2K\pi + 2\pi - 2 \arctan\left(\frac{d^2 - 1}{z\xi d}\right) \right]} \quad (2)$$

ou α_{yy} est le coefficient directionnel dynamique dans la direction de y, il est calculé selon :

$$\alpha_{yy} = \frac{1}{2} \left[-\cos 2\theta - 2kr\theta - kr \sin(2\theta) \right]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \quad (3)$$

et $G_y(\omega_c)$ - la partie réelle de la fonction transfert structurale d'un système à un degré de liberté :

$$G_y(\omega_c) = \frac{1}{k} \left[\frac{1 - r_i^2}{(1 - r_i^2) + 4\xi^2 \cdot r_i^2} \right] \quad (4)$$

Avec :

z : Nombre de dents de la fraise

K_t : Coefficient de coupe tangentiel (MPa)

θ : Angle d'engagement de l'outil

$\varphi_{ex}, \varphi_{st}$: Angles d'entrée et de sortie de l'outil

k_r : Coefficient de coupe radial (MPa)

ξ : Taux d'amortissement

K : Raideur (N.m⁻¹)

d : Diamètre de la fraise (mm)

r_i : Rapport entre la fréquence d'excitation et la fréquence naturelle

k : Nombre de lobes

La réitération des opérations avec d'autres fréquences ω_c , est exécutée suivant l'organigramme de la figure 2.

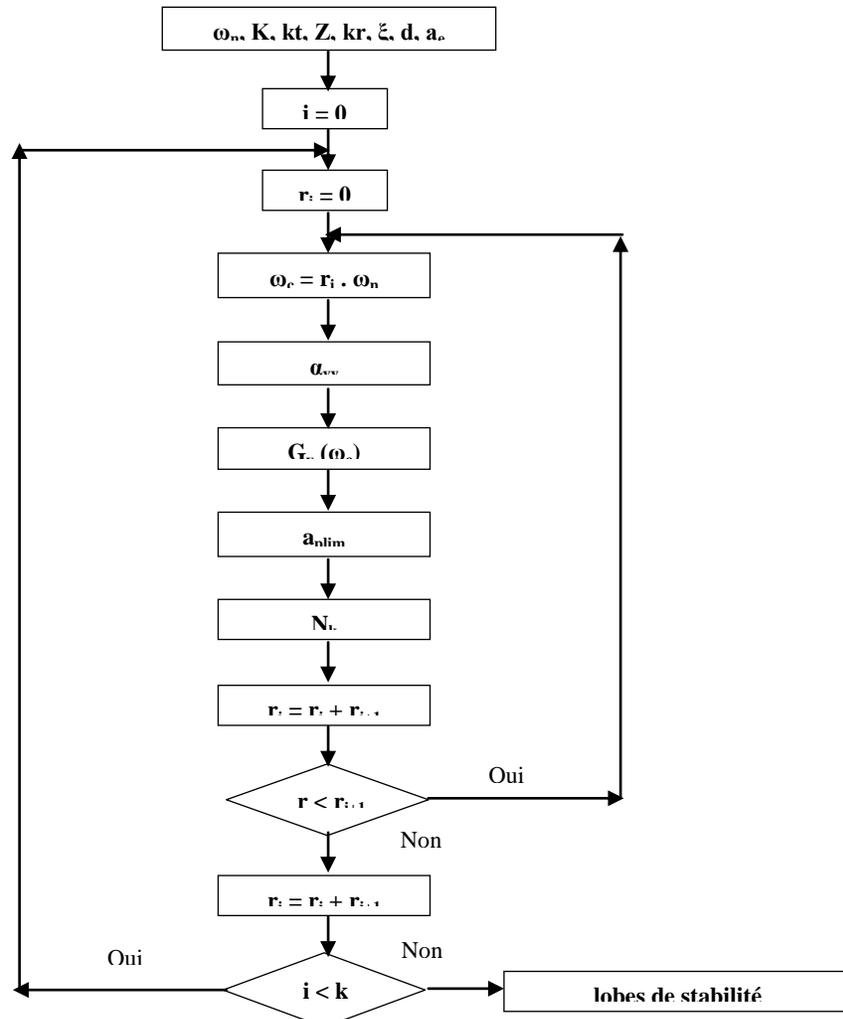


Figure. 2. Organigramme d’obtention des lobes de stabilité.

6. RESULTATS DE SIMULATION OBTENUS

6.1. Obtention des lobes de stabilité par simulation avec utilisation des conditions de coupe expérimentales

Les lobes de stabilité, dont la forme est présentée dans la figure 3, sont obtenus après exécution de l’algorithme décrit au chapitre précédent. Les valeurs utilisées pour son exécution sont issues des expériences et de la simulation menées et décrites dans les paragraphes 3 et 4.

La zone du graphique, située en dessous des lobes, est une zone de stabilité ; alors que celle, située au-dessus des lobes, est une zone d’instabilité. Le graphique est construit sur la base de deux paramètres du régime de coupe qui

sont la fréquence de rotation de la broche N (tr/min) et la profondeur de passe a_p (mm).

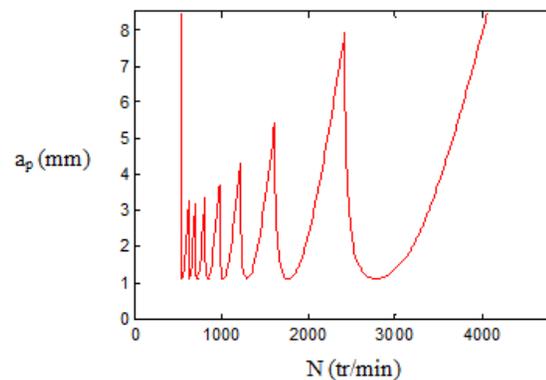


Figure. 3. Lobes de stabilité obtenus par simulation

6.2 Emplacement des régimes de coupe expérimentés dans les zones simulées de stabilité-instabilité

L'étape qui suit nous a permis de classer les régimes de coupe expérimentés R1 à R8 (tableau 1) en régimes stables et instables. Cette

détermination est possible en positionnant sur le graphe des lobes, par des points, tous les régimes expérimentés R1 à R8, utilisant les valeurs de leurs paramètres de coupe a_p (mm) et N (tr/min), comme indiqué sur la figure 4

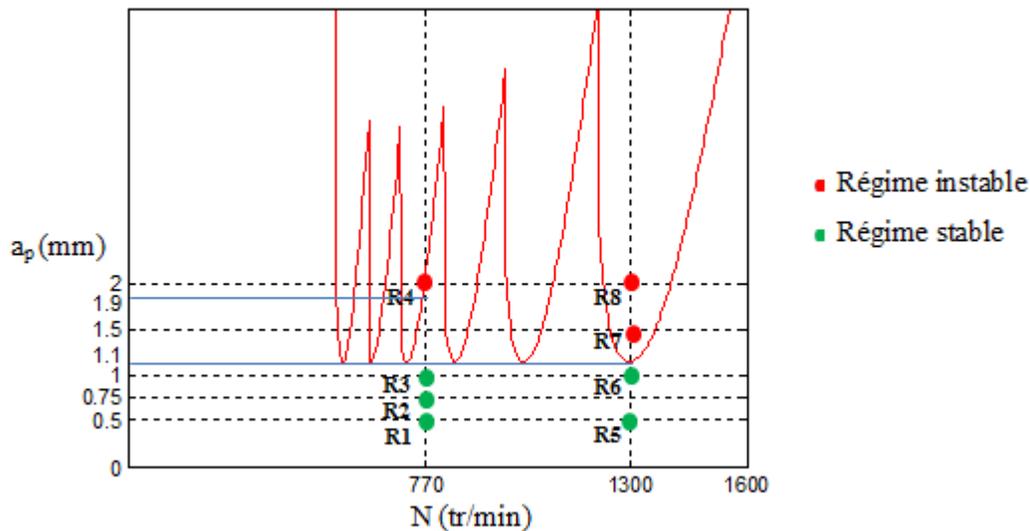


Figure. 4. Localisation des régimes expérimentés dans les zones de stabilité/instabilité des lobes obtenus par simulation.

On peut ainsi voir que : R1, R2, R3, R5 et R6 sont des régimes stables, alors que R4, R7 et R8 sont des régimes instables.

Aussi, ce graphique nous donne les profondeurs de passe limites de stabilité-instabilité qui sont 1,9 mm et 1,1 mm pour, respectivement, les fréquences de rotation de 770 et 1300 tr/min.

6.3..Test d'impact outil-machine et signaux vibratoires des régimes de coupe expérimentés

✚ Test d'impact de l'outil monté sur la machine

Le test d'impact sert à déterminer la fréquence propre de l'outil. Il est réalisé manuellement, par des petits coups donnés à l'outil qui est monté sur la machine. Ces coups sont exécutés au moyen d'un marteau de calibrage (capteur) dont les caractéristiques sont données au 3^{ème} paragraphe. Les signaux enregistrés, suivant deux directions X_{long} et Y_{trans} , directions respectives des avances de l'ébauche, sont présentés dans la figure 5. Le pic maximal de ces signaux, représentant la fréquence propre de l'outil, est de 1000 Hz.

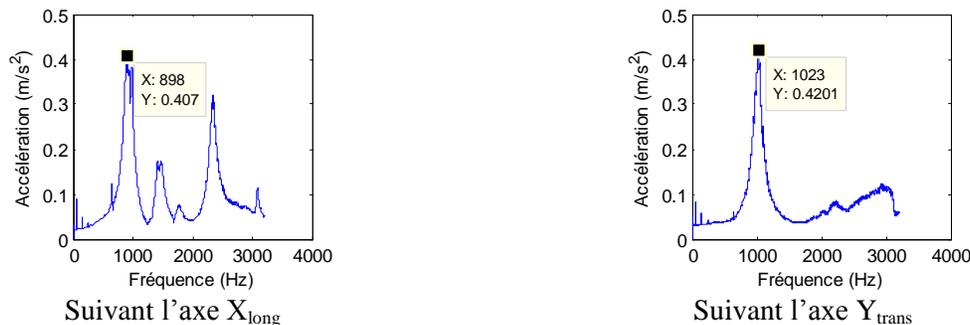


Figure. 5. Valeurs des accélérations des tests d'impact de l'outil suivant les directions des avances de table, longitudinale (axe X_{long}) et transversale (axe Y_{trans})

✚ Signaux vibratoires des régimes expérimentés

La phase expérimentale s'est effectuée avec les régimes préétablis, variant la profondeur de passe a_p et la vitesse de coupe V_c et fixant la vitesse d'avance f à 0,048 m/min, afin de relever les

signaux vibratoires, dans la direction de l'axe longitudinal d'avance de la pièce et aux alentours de la fréquence propre ω_n mesurée, sur l'outil, à proximité de la zone de coupe. Les spectres relevés des régimes expérimentés R1 à R8 sont donnés dans la figure 6.

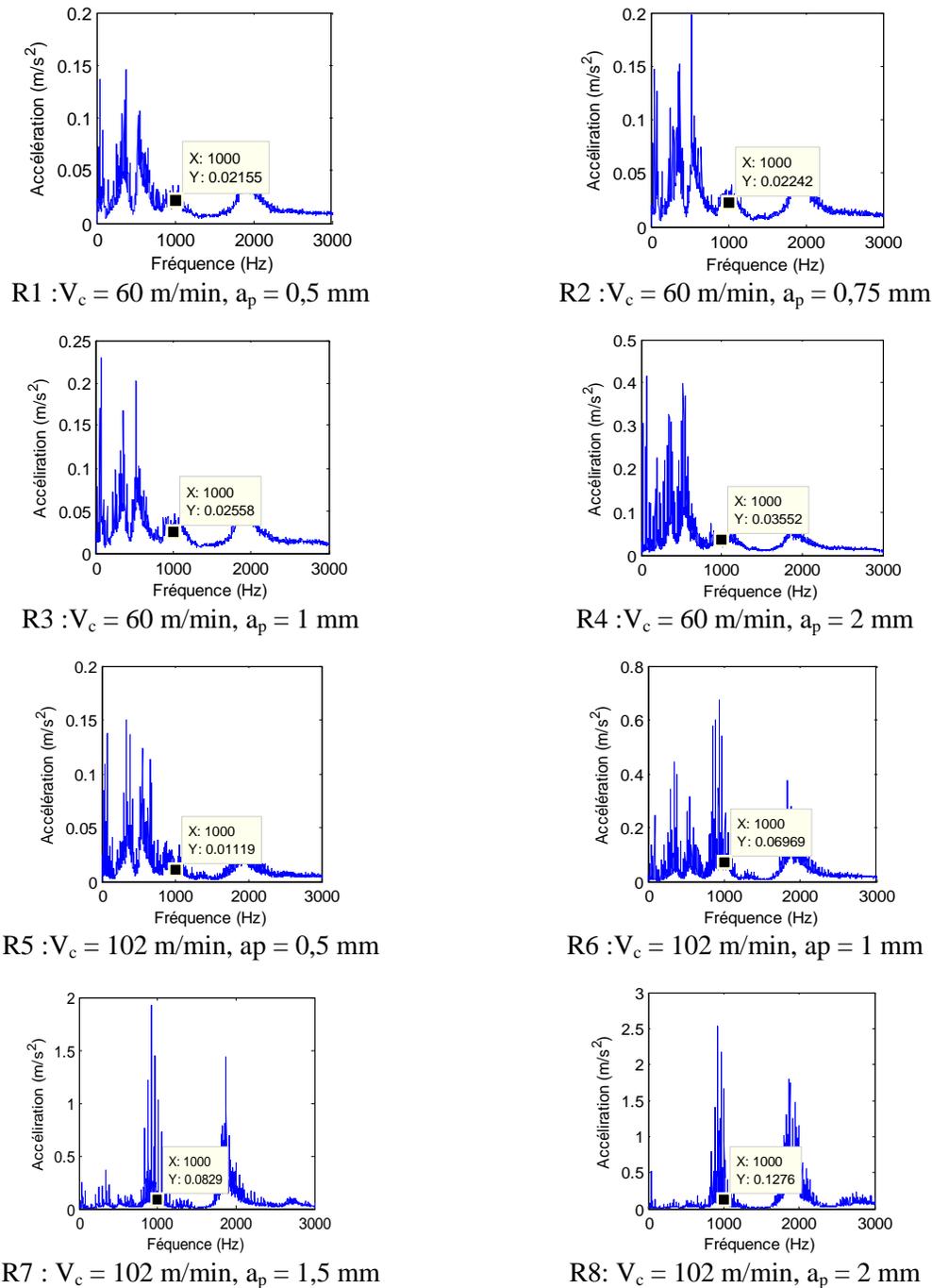


Figure. 6. Accélérations relevées pour les huit régimes de coupe suivant la direction d'avance de table longitudinale (axe X_{long}).

Les niveaux des accélérations, aux alentours de la fréquence propre, sont directement donnés par les valeurs des accélérations de la figure 6 (Y des spectres) et du tableau 2. L'analyse de ces valeurs

montre que pour une vitesse de coupe constante et une profondeur de passe croissante, les niveaux des accélérations augmentent.

Tableau 2. Valeurs des RMS calculées (0 à 3000 Hz) et des accélérations Acc. (1000 Hz).

Régimes	V_c (m/min)	a_p (mm)	f (m/min)	Valeurs RMS signal total (0 à 3000 Hz)	Valeurs Acc. (1000 Hz)
R1	60	0,5	0,048	0,016	0,021
R2	60	0,75	0,048	0,020	0,022
R3	60	1	0,048	0,022	0,025
R4	60	2	0,048	0,045	0,035
R5	102	0,5	0,048	0,016	0,011
R6	102	1	0,048	0,064	0,069
R7	102	1,5	0,048	0,128	0,082
R8	102	2	0,048	0,129	0,12

Le traitement des signaux vibratoires s'est effectué en utilisant la valeur efficace du niveau vibratoire RMS (Root Mean Square), valeur déterminée par la racine carrée de la moyenne d'une grandeur (l'accélération vibratoire dans notre cas) au carré, sur un intervalle de temps donné.

Nous avons relevé deux valeurs efficaces : la première est la valeur RMS d'une bande de fréquence 0 à 3000 Hz, calculée sous MatLab; la deuxième est l'accélération vibratoire de la fréquence 1000 Hz, directement donnée par le signal. Toutes les valeurs relevées et calculées sont présentées dans le tableau 2.

Les valeurs des RMS obtenues confirment le constat précédent : l'augmentation du niveau vibratoire avec l'augmentation de la profondeur de passe pour une vitesse de coupe et une avance constantes. Dans le groupe des régimes R1 à R4, où les constantes sont la vitesse de coupe V_c et l'avance f , les RMS varient de 0,016 à 0,045 pour une profondeur de passe a_p de 0,5 à 2 mm. Dans le groupe des régimes R5 à R8, avec les mêmes constantes V_c et f , les RMS varient de 0,016 à 0,129 pour les mêmes variations de la profondeur de passe a_p de 0,5 à 2 mm.

6.4..Détermination des valeurs limites RMS et accélérations de stabilité – instabilité

Pour la détermination des valeurs limites RMS_{limite} et accélération Acc_{limite} de stabilité - instabilité, nous avons utilisé les valeurs limites de stabilité – instabilité des profondeurs de passe déterminées au point 6.2 (figure 4). Ces RMS_{limite} et Acc_{limite} ont servi à apprécier la stabilité d'un régime de coupe. Les régimes, dont les RMS et accélération sont inférieurs aux RMS_{limite} et Acc_{limite} , sont considérés stables ; alors que ceux, dont les RMS et accélérations sont supérieures aux limites, sont considérés instables.

6.5..Analyse des régimes de coupe par RMS

Les RMS calculés et donnés au tableau 2 ont permis d'établir le graphique d'évolution des RMS en fonction de la profondeur de passe a_p et de la vitesse de coupe V_c et surtout d'en tirer les RMS_{limite} . Les RMS_{limite} sont obtenus en projetant, sur le graphe de la figure 7, les valeurs des profondeurs de passes limites, déterminées préalablement au paragraphe 6.2, (Fig. 4).

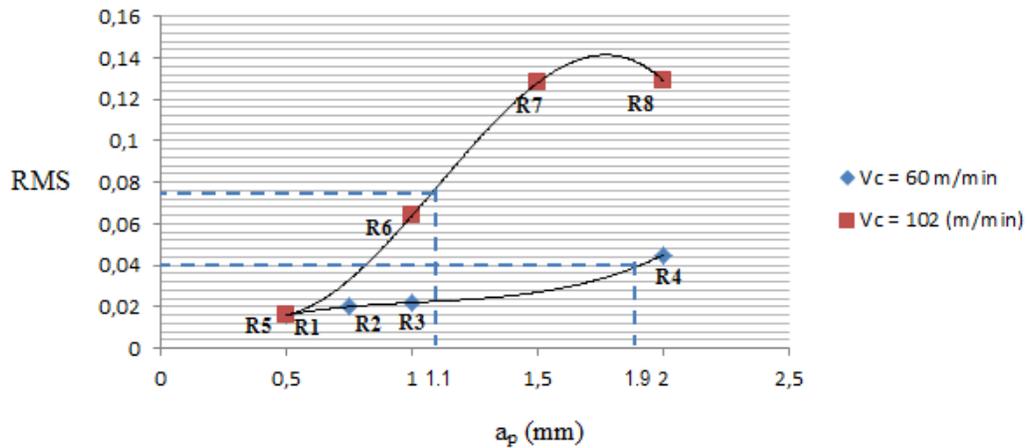


Figure. 7. Evolutions des RMS par rapport aux paramètres de coupe a_p et V_c .

Pour le groupe de régimes R1 à R4, où la vitesse de coupe V_c est 60 m/min, RMS_{limite} est 0,04. Pour l'autre groupe de régimes R5 à R8, où la vitesse de coupe V_c est 102 m/min, RMS_{limite} est 0,078. D'après la figure 7 et les RMS_{limite} , on peut déduire que les régimes R1, R2, R3 et R5, R6 sont stables, alors que les régimes R4, R7 et R8 sont instables.

6.7..Analyse des régimes de coupe par les accélérations ($f_z = 1000$ Hz)

De la même manière, on a établi la figure 8 qui représente les évolutions des accélérations relevées et indiquées au tableau 2, en fonction de la profondeur de passe a_p et de la vitesse de coupe V_c . Cette figure permet aussi d'en tirer les valeurs limites des accélérations en projetant sur le graphe les valeurs des profondeurs de passes limites, déterminées préalablement au paragraphe 6.2 (Fig. 4).

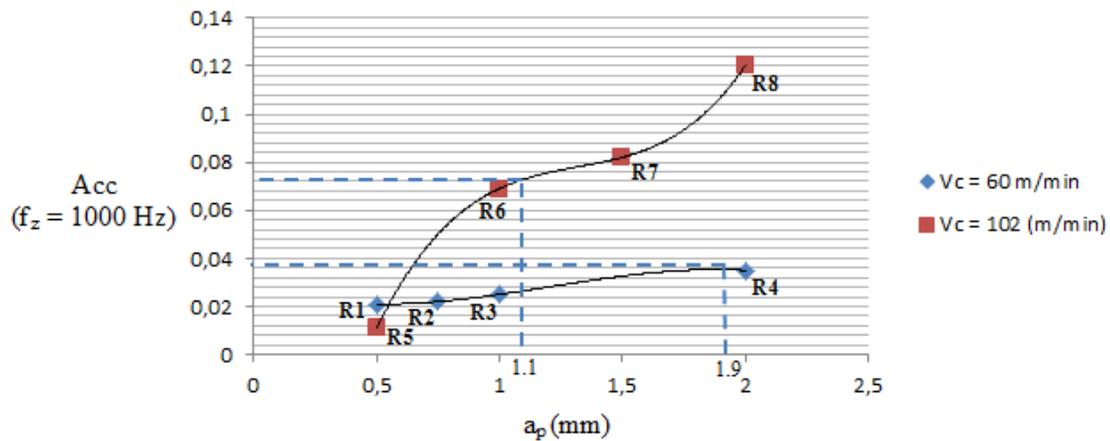


Figure. 8. Evolutions des accélérations par rapport aux paramètres de coupe a_p et V_c .

Pour le groupe des régimes R1 à R4, où V_c est 60 m/min, Acc_{limite} est 0,039. Pour le groupe des régimes R5 à R8, où V_c est 102 m/min, Acc_{limite} est 0,07. D'après la figure 8 et les accélérations

limites, on peut déduire que les régimes R1, R2, R3 et R5, R6 sont stables et les régimes R4, R7 et R8 sont instables.

7. CONCLUSION

La méthodologie proposée d'appréciation de la stabilité et de l'instabilité d'un régime de coupe est applicable au fraisage d'ébauchage et de semi-finition. Elle combine à la fois la simulation, par la théorie des lobes, et l'analyse de paramètres vibratoires mesurés.

Dans l'approche analytique, on a considéré le modèle de coupe orthogonale et le système dynamique linéaire, masse – ressort, à un degré de liberté, pris dans la direction de l'avance. L'ébauche est supposée flexible alors que l'outil est rigide. Les expressions utilisées dans cette approche sont celles de la profondeur de passe a_p et de la fréquence de rotation de la broche N_k , en fonction de la fréquence de brottement ω_c .

L'expérimentation d'une série de huit régimes de coupe, différents les uns des autres par les profondeurs de passe (prises entre 0,5 et 2 mm) et les vitesses de coupe (60 et 102 m/min) avec une vitesse d'avance constante de 0,048 m/min, ont permis d'enregistrer et de mesurer les niveaux vibratoires, par les valeurs efficaces Root Mean Square (RMS) et les accélérations (Acc.). Les niveaux de stabilité – d'instabilité, donnés par ces paramètres de vibrations, sont directement déterminés sur les courbes d'évolutions établies sur la base des profondeurs de passe limites $a_{plimite}$ de stabilité-instabilité, tirées du graphique de simulation. Pour la vitesse de coupe 60 m/min, $a_{plimite}$ est 1,9 mm et pour 102 m/min, elle est de 1,1 mm. Pour les mêmes vitesses, les RMS_{limite} respectifs, sont 0,04 et 0,078 et les Acc_{limite} respectives sont 0,039 et 0,07. Les régimes de coupe, dont les valeurs RMS et Acc. sont inférieures aux valeurs limites, sont stables et inversement, les régimes, aux valeurs RMS et Acc. supérieures aux valeurs limites, sont instables. Ainsi, les régimes R1, R2, R3 et R5, R6 sont stables, alors que les régimes R4, R7 et R8 sont instables.

Les valeurs efficaces RMS et accélérations Acc. des signaux vibratoires peuvent contribuer efficacement à apprécier la stabilité du processus de coupe, elles peuvent donc être de bons indicateurs de la stabilité d'usinage.

En tant que paramètres d'optimisation du processus de coupe, ils doivent être nécessairement minimisés. Aussi, ces paramètres vibratoires, en tant que valeurs efficaces de

vibrations, peuvent contribuer dans le choix des régimes de coupe.

En perspective, l'étude judicieuse d'une cartographie de valeurs limite RMS et accélérations, pour différents usinages, aide à mieux utiliser les vibrations dans l'étude de la stabilité d'usinage.

NOMENCLATURE

V_c : Vitesse de coupe (m/min)
 f : Avance de l'ébauche (m/min)
 a_p : Profondeur de passe (mm)
 d : Diamètre de la fraise (mm)
 α_e : Angle d'hélice de la fraise
 z : Nombre de dents de la fraise
 θ : Angle d'engagement de l'outil
 $\varphi_{ex}, \varphi_{st}$: Angles d'entrée et de sortie de l'outil
 ω_n : Fréquence propre outil sur machine (Hz)
 ω_c : Fréquence de brottement (Hz)
 ξ : Taux d'amortissement
 K : Raideur (N.m⁻¹)
 k_r : Coefficient de coupe radial (MPa)
 k_t : Coefficient de coupe tangentiel (MPa)
 t : Temps (s)
 α_{yy} : Coefficient directionnel dynamique
 G_y : Fonction de transfert du système (m/N)
 N_k : Fréquence de rotation de la broche (tr/min)
 T : Période
 k : Nombre de lobes
 i : compteur des lobes
 r_i : rapport entre la fréquence d'excitation et la fréquence naturelle

REFERENCES

- [1] Pruvot F. 1993. Conception et calcul des machines-outils. Volume 2 les broches, Etude cinématique statique. Presses Polytechnique et universitaire Romandes, première édition ISBN 2-88074-262-5, CH-1015, Pages 77/78.
- [2] Altintas Y., 2000. Manufacturing Automation—Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC design. Cambridge University Press.
- [3] Chen Ck. & Tsao YM., 2006. A stability analysis of regenerative chatter in turning process without using tailstock, *Journal Springer - Verlag London limited. Int J Adv Manuf Technol.*, (29), 648–654.
- [4] Erturk., A. Ozguven H N., & Budak E. 2007. Effect analysis of bearing and interface dynamics on tool point FRF for chatter stability in machine tools by using a new analytical model for spindle-tool assemblies, *International Journal of Machine Tools & Manufacture.*, Vol. 47 (1), 23–32.

- [5] Ibrahim R A. 2006. Excitation-induced stability and phase transition, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 12, (10), 1093–1170.
- [6] Insperger T. 2002. Stability analysis of periodic delay differential equation modeling machine tool chatter. PHD thesis. Budapest University of Technology and Economics.
- [7] Philip V. & Bayly. 2002. Effects of radial immersion and cutting direction on chatter instability in end-milling, *American Society of Mechanical Engineers. Manufacturing Engineering Division., MED, Vol.13*.
- [8] Altintas Y. & Budak. E. 1995. Analytical prediction of stability lobes in milling, *CIRP Annals—Manufacturing Technology*.
- [9] Altintas Y. & Weck. M. 2004. Chatter stability of metal cutting and grinding, *CIRP Annals—Manufacturing Technology*, 53 (2) 619–642.
- [10] Altintas Y. 2001. Analytical prediction of three-dimensional chatter stability in milling, *JSME International Journal, Series C: Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, 44 (3) 717–723.
- [11] Azoui C. 2009. Simulation des effets dynamiques sur la stabilité de la coupe : application au fraisage de profil. Thèse de magistère, Université De Batna, Algérie. Page 87-111.
- [12] Thevenot V., Arnaud L., Dessein G. & Cazenave - Larroche G. 2006. Integration of dynamic behavior variations in the stability lobes method: 3D lobes construction and application to thin-walled structure milling. *Int J Adv Manuf Technol.*, 27: 638–644
- [13] Lamraoui M., Thomas M., El Badaoui M. & Girardin F. 2014. Indicators for monitoring chatter in milling based on instantaneous angular speeds. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 44, pp. 72–85.