



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/10985/8820>

To cite this version :

Jaouher SELMI, Jean-Philippe COSTES, Philippe LORONG, Gerard POULACHON, Patrice CARRAS - Etude du comportement dynamique de broche d'un centre d'usinage dans son espace de travail : application en fraisage - In: Assises MUGV 2014, France, 2014-10-15 - MUGV2014 - 2014

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository

Administrator : scienceouverte@ensam.eu



ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE BROCHE D'UN CENTRE D'USINAGE DANS SON ESPACE DE TRAVAIL : APPLICATION EN FRAISAGE

Jaouher SELMI

Arts et Métiers Paristech, LaBoMaP, Rue porte de Paris, Cluny, France

RENAULT, Rue des bons raisins, Rueil Malmaison, France

Jean-Philippe COSTES

Arts et Métiers Paristech, LaBoMaP, Rue porte de Paris, Cluny, France

Philippe LORONG

Arts et Métiers Paristech, PIMM, Boulevard de l'hôpital, Paris, France

Gérard POULACHON

Arts et Métiers Paristech, LaBoMaP, Rue porte de Paris, Cluny, France

Patrice CARRAS

RENAULT, Rue des bons raisins, Rueil Malmaison, France

Résumé :

Une méthodologie est proposée dans cet article dans le but de faciliter l'évaluation de la stabilité d'une opération de fraisage, pour une broche, un outil et une position connue de la broche dans son espace de travail.

L'approche se base sur une procédure d'indentification du comportement dynamique de la broche qui se suit par un couplage des FRF du système (broche et attachement) avec le tronçon avant de l'outil d'usinage pour prédire la FRF en sa pointe. Celle-ci permet à l'aide d'une résolution analytique de l'équation caractéristique de la dynamique de fraisage dans le domaine fréquentiel de prédire la limite de stabilité critique. Dans le but d'étudier la variabilité du comportement dynamique du système usinant dans son espace de travail, la même démarche est appliquée dans différentes positions. Les profondeurs de passe critiques obtenu pas simulations sont comparées à celles qui sont obtenues par fraisage.

Abstract:

The aim of this work is to provide a methodology helping on the evaluation of the milling process stability for a given spindle, tool and work space position of the spindle.

The proposed approach is based on the spindle dynamic behavior identification. Then, a FRF coupling is made between the identified system and the tool model in order to obtain the FRF at the tool tip. Therefore, the critical depth of cut can analytically be calculated from the characteristic equation of the dynamic milling process in the frequency domain. In order to study the variability of the dynamic behavior of the spindle in the work space, the same approach is then, applied at different positions and compared against experimental milling.

1. INTRODUCTION :

Les vibrations régénératives en usinage peuvent quelques fois constituer une véritable limitation de productivité. L'apparition de celle-ci dépend de plusieurs facteurs, entre autres la raideur et l'amortissement des différents sous-ensembles. Peklenik et Gartner [1] et Pruvot [2] ont montré que le manque de raideur dans une machine d'usinage peut avoir un effet négatif sur la qualité des pièces produites.

Les lobes de stabilité se représentent sous la forme d'un graphe qui sépare deux domaines : stable et instable. Celui-ci permet l'optimisation des paramètres de coupe par le choix des zones de travail préférentiel permettant la maximisation de la productivité. Tlustý [3] et Tobias [4] ont inventé la théorie de la régénération; ils ont démontré que l'instabilité en fraisage est due principalement à ce phénomène. Celle-ci se déclenche quand la profondeur de passe limite est franchie. Ils ont aussi évoqué la théorie des lobes de stabilité et ont démontré que les zones préférentielles de travail qui permettent un grand taux d'enlèvement de matière se situent aux alentours de hautes vitesses de rotations. De plus, Budak et Altintas [5], [10] ont étendu la méthode analytique développée par Tlustý au cas de fraisage et ont mis en place un modèle de prédiction des lobes de stabilité.

D'autres études ont été menées sur la caractérisation des broches, Gurney [6], Sadek [7] et Yuce[8] ont utilisé le coefficient de Merit pour évaluer le comportement dynamique de broche. L'approche se base sur la soumission du sous ensemble à une excitation forcée et maîtrisée. De plus, Gagnol [14] a mis en place un modèle basé sur la prédiction du broutement pour les broches UGV.

Par ailleurs, Tobias [9] a utilisé le graphe des lobe de stabilité comment outil de comparaison du comportement dynamique des centres d'usinage. Il a utilisé le critère de la profondeur de passe critique. Par référence à la théorie des lobes de stabilité [10], ce critère se définit comme la profondeur de passe maximale où l'usinage se déroule en condition stable.

D'autre part, Abele [11], et Pruvot [12] ont montré que la raideur de broche dépend de sa conception, et particulièrement de sa géométrie et les caractéristiques des roulements de guidage et leurs positions.

Ce papier présente une méthodologie générale pour caractériser le comportement dynamique de broche afin de prédire rapidement la FRF à la pointe de différents types d'outil et en déduire les lobes de stabilité. Dans un premier temps une approche générale pour identifier le comportement dynamique d'un système (broche et attachement) et construire la FRF en pointe de l'outil d'un système usinant est présentée. Dans la deuxième partie, cette approche est appliquée dans différentes positions de l'espace de travail de la broche et permettra d'étudier la variabilité du comportement dynamique du système usinant par l'intermédiaire du critère de limite de stabilité critique.

2. IDENTIFICATION DE LA MATRICE DES FRF DE LA BROCHE :

2.1. Principes et définitions :

L'objectif de ce paragraphe est de montrer une méthodologie générale pour l'identification de la matrice des fonctions de transfert de la broche (système₂) Fig. 1. Trois systèmes mécaniques ont été identifiés comme :

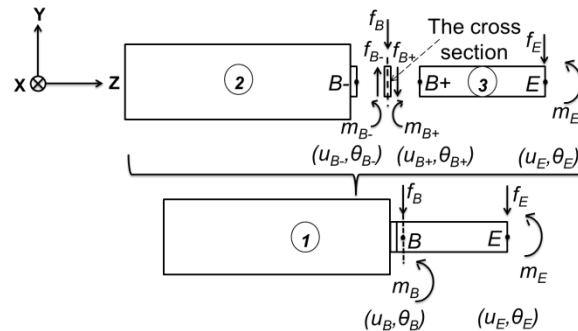


Fig. 1: La broche, le porte outil et le tronçon avant de l'outil

- *System*₁: La broche, le porte outil et le tronçon avant de l'outil
- *System*₂: La broche et le porte outil
- *System*₃: Le tronçon avant de l'outil

Le *System*₂ et le *System*₃ sont lié à travers une section droite présenté dans la Fig. 1.

Etant donné que les essais d'impact au marteau donnent des résultats qui représentent les déplacements et les efforts transversaux, il est difficile d'obtenir des informations sur les mouvements de rotation et les moments par mesure directe. Pour ce faire, un recours à l'utilisation d'un outil de référence a été fait. Ce moyen intermédiaire est indispensable pour l'identification de tous les termes de la matrice des FRF de la broche (Equation 7).

Ainsi, des essais d'impact au marteau seront effectués sur le *System*₁ comme illustré dans la figure 2 et permettront d'obtenir les FRF : $h_{EE,uu}^1$, $h_{BB,uu}^1$, $h_{EB,uu}^1$, qui se définissent comme :

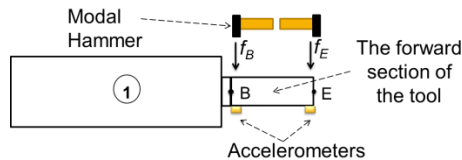


Fig. 2: La méthode expérimentale

$$h_{EE,uu}^1 F_E = U_E \quad (1)$$

$$h_{BB,uu}^1 F_B = U_B \quad (2)$$

$$h_{EB,uu}^1 F_E = U_B \quad \text{or} \quad h_{BE,uu}^1 F_B = U_E \quad (3)$$

Avec F_j et U_j sont respectivement l'effort et le déplacement transversaux au point j .

Plus tard, les FRF mesurées (Equations 1, 2 et 3) serviront à l'identification de la matrice des FRF du $System_2$

(Equation 6) qui prend en compte les réponses en translation et rotation de ce dernier. Cette matrice sera par la suite indispensable pour la prédiction de la FRF en pointe de l'outil d'usinage.

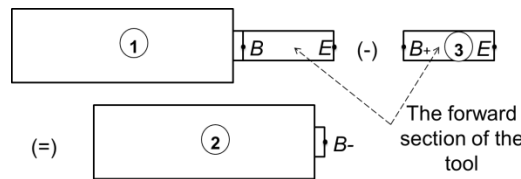


Fig. 3: Le principe d'identification de matrice des FRF du $System_2$

L'étude présentée est faite pour un problème bidimensionnel qui suppose que le comportement dynamique de l'ensemble est axisymétrique. Autrement, la même démarche doit être appliquée dans les deux plans orthogonaux parallèles à l'axe Z.

La section droite présentée dans la figure (Fig. 1) entre le $system_2$ et le $system_3$ se caractérise par un déplacement transversal suivant la direction Y et un mouvement de rotation autour de la direction X.

Les vibrations en usinage sont supposées être gouvernées par le comportement dynamique de l'ensemble broche/outil. Il sera noté que F et M représentent respectivement l'effort transversal et le moment de flexion. De plus, U et θ le déplacement transversal et la rotation de la section droite.

- (F_B, M_B) : Le vecteur des efforts extérieurs au point B
- (F_{B-}, M_{B-}) : L'action sur la section droite du $system_2$ en B_-
- (F_{B+}, M_{B+}) : L'action sur la section droite du $system_3$ en B_+
- (F_E, M_E) : Le vecteur des efforts extérieurs au point E

H^1 , H^2 et H^3 représentent respectivement les matrices condensées des FRF des trois systèmes mécaniques (1,2 et 3). Elles sont définies entre les points B et E tel que :

$$\mathbf{H}^1 \begin{pmatrix} F_B \\ M_B \\ F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_B \\ \theta_B \\ U_E \\ \theta_E \end{pmatrix} \text{ avec } , \mathbf{H}^1 = \begin{pmatrix} H_{BB}^1 & H_{BE}^1 \\ H_{EB}^1 & H_{EE}^1 \end{pmatrix} \quad (4)$$

Ainsi,

$$\begin{pmatrix} h_{BB,uu}^1 & h_{BB,u\theta}^1 & h_{BE,uu}^1 & h_{BE,u\theta}^1 \\ h_{BB,\theta u}^1 & h_{BB,\theta\theta}^1 & h_{BE,\theta u}^1 & h_{BE,\theta\theta}^1 \\ h_{EB,uu}^1 & h_{EB,u\theta}^1 & h_{EE,uu}^1 & h_{EE,u\theta}^1 \\ h_{EB,\theta u}^1 & h_{EB,\theta\theta}^1 & h_{EE,\theta u}^1 & h_{EE,\theta\theta}^1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_B \\ M_B \\ F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_B \\ \theta_B \\ U_E \\ \theta_E \end{pmatrix} \quad (5)$$

• Pour le *System*₂: La broche et le porte outil

$$\mathbf{H}_{BB}^2 \begin{pmatrix} F_{B-} \\ M_{B-} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_{B-} \\ \theta_{B-} \end{pmatrix} \quad (6)$$

Ainsi

$$\begin{pmatrix} h_{BB,uu}^2 & h_{BB,u\theta}^2 \\ h_{BB,\theta u}^2 & h_{BB,\theta\theta}^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{B-} \\ M_{B-} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_{B-} \\ \theta_{B-} \end{pmatrix} \quad (7)$$

• Pour le *System*₃: Le tronçon avant de l'outil

$$\mathbf{H}^3 \begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \\ F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_{B+} \\ \theta_{B+} \\ U_E \\ \theta_E \end{pmatrix} \text{ avec } , \mathbf{H}^3 = \begin{pmatrix} H_{BB}^3 & H_{BE}^3 \\ H_{EB}^3 & H_{EE}^3 \end{pmatrix} \quad (8)$$

Ainsi,

$$\begin{pmatrix} h_{BB,uu}^3 & h_{BB,u\theta}^3 & h_{BE,uu}^3 & h_{BE,u\theta}^3 \\ h_{BB,\theta u}^3 & h_{BB,\theta\theta}^3 & h_{BE,\theta u}^3 & h_{BE,\theta\theta}^3 \\ h_{EB,uu}^3 & h_{EB,u\theta}^3 & h_{EE,uu}^3 & h_{EE,u\theta}^3 \\ h_{EB,\theta u}^3 & h_{EB,\theta\theta}^3 & h_{EE,\theta u}^3 & h_{EE,\theta\theta}^3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \\ F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_{B+} \\ \theta_{B+} \\ U_E \\ \theta_E \end{pmatrix} \quad (9)$$

2.2. Le modèle EF du tronçon avant de l'outil :

L'outil d'usinage se compose d'un porte outil et d'un tronçon avant. Ce dernier se caractérise par un diamètre, une longueur, une masse volumique ρ (Kg/m^3) et un module de Young E (GPa). Ainsi, il est représenté par un modèle éléments finis de poutre dont l'équation de mouvement en ses nœuds s'écrit comme :

$$\mathbf{K}\mathbf{q} + \mathbf{M} \frac{d^2\mathbf{q}}{dt^2} = \mathbf{f} \quad (10)$$

Avec, \mathbf{K} et \mathbf{M} sont respectivement la matrice de raideur et la matrice de masse du modèle EF. Par la suite, \mathbf{f} et \mathbf{q} sont considérés comme les vecteurs des efforts et déplacement généralisés. Assumant une solution harmonique de l'équation 10 :

$$\mathbf{q} = \mathbf{q}e^{j\omega t} \text{ et } \mathbf{f} = \mathbf{f}e^{j\omega t} \quad (11)$$

L'usage des équations 10 et 11 donne :

$$(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M})^{-1}\mathbf{f} = \mathbf{q} \quad (12)$$

Par conséquent, la matrice des FRF H^3 du tronçon avant de l'outil se présente comme :

$$\mathbf{H}^3 = (\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M})^{-1} \quad (13)$$

2.3.Méthode expérimentale :

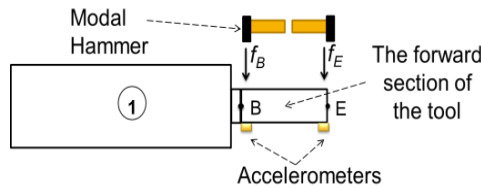


Fig. 4: Méthode expérimentale appliquée sur la broche et outil de référence.

Tous les essais présentés ont été réalisés sur le même centre d'usinage (DMG). Celui-ci est équipé d'une broche (KESSLER) qui peut être déplacée dans l'espace de travail suivant les trois directions (X, Y et Z) par l'intermédiaire d'axes de technologie vis à billes.

Les essais d'impact au marteau ont été effectuée aux points B et E pour obtenir les FRF (h_{EE}^1 , h_{BB}^1 , et $h_{EB}^1 = h_{BE}^1$) qui sont nécessaires pour l'identification du comportement dynamique du système 2. Le protocole expérimental est affiché en Fig. 4.

Les essais d'impact au marteau ont été effectués suivant les instructions suivantes:

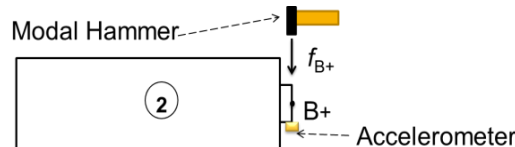


Fig. 5: Méthode expérimentale appliquée sur la broche et l'attache

- Les accéléromètres [Sensibilité: 100 mV/g] sont positionnés aux points B et E et sont connectés à un ordinateur par le biais d'une carte d'acquisition (50kHz).
- Un marteau modal [Sensibilité: 2,27 mV/N] est connecté à la carte d'acquisition.
- Des impulsions par le biais du marteau sont effectuées en B et E dans les but d'obtenir les FRF décrites précédemment.

Une mesure supplémentaire a été effectuée cette fois ci sur le $System_2$ afin de comparer sa FRF transversale $h_{BB,uu}^2$ mesurée à celles identifiées. Il faut noter que les autres composantes de la matrice H_{BB}^2 ne peuvent pas être mesurées et seront uniquement identifiées par calcul.

2.4.Le comportement dynamique identifié du $System_2$:

Dans ce paragraphe les FRF identifiées de la matrice H_{BB}^2 seront visualisées. Celles-ci serviront par la suite pour prédire la FRF en pointe de l'outil d'usinage. La matrice H_{BB}^2 du $System_2$ est symétrique et s'écrit telle que :

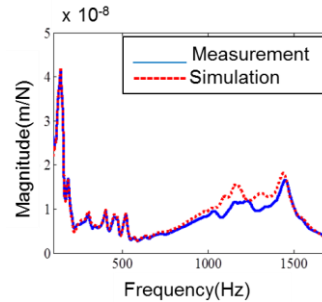


Fig. 6: Les résultats numérique et expérimental des FRF transversales ($h_{BB,uu}^2$) du $System_2$

$$\mathbf{H}_{BB}^2 = \begin{pmatrix} h_{BB,uu}^2 & h_{BB,u\theta}^2 \\ h_{BB,\theta u}^2 & h_{BB,\theta\theta}^2 \end{pmatrix} \quad (18)$$

La résolution du système d'équation composé des équations 1, 2, 3, 5, 7, 9, les équations d'équilibre des forces et celles de la continuité des mouvements à la section droite qui lie les systèmes 2 et 3 (Fig.1) permet d'identifier les termes de la matrice \mathbf{H}_{BB}^2 qui sont illustrées dans les figures (Fig.6 et Fig.7).

La Fig.6 montre des écarts très faibles entre la mesure et la simulation. Se basant sur la précision de ce calcul et tenant en compte de la difficulté de réaliser la mesure directe des autres composantes de la matrice \mathbf{H}_{BB}^2 , celles-ci seront uniquement calculées et illustrées dans la Fig.7.

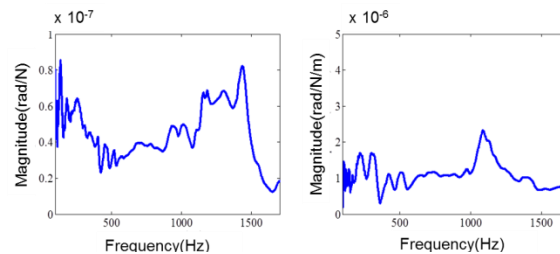


Fig. 7: Les FRF calculées du $System_2$: $h_{BB,u\theta}^2$ (à gauche) et $h_{BB,\theta\theta}^2$ (à droite)

3. LE PREDICTION DE LA FRF EN POINTE D'UN NOUVEL OUTIL :

3.1.Modèle de couplage des FRF :

Ce paragraphe illustre le principe de couplage des FRF dans le but de prédire le comportement dynamique en pointe de l'outil par la matrice \mathbf{H}_{EE}^1 . L'approche consiste à coupler un modèle dynamique de l'outil ($System_3$) que l'on souhaite utiliser dans une opération d'usinage avec le modèle dynamique de broche ($System_2$).

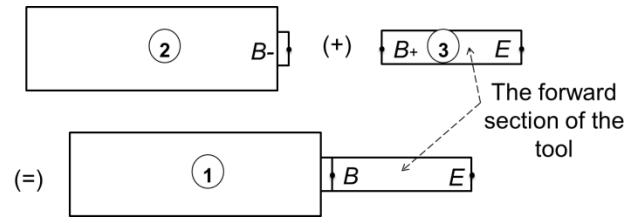


Fig. 8: Principe de couplage des FRF

La composante radiale $h_{EE,uu}^1$ de la matrice H_{EE}^1 sera utilisée plus tard pour l'établissement du diagramme des lobes de stabilité.

Il sera supposé que les parties actives de l'outil ont un mouvement rigide. Par ailleurs, la matrice des FRF du $system_1$ en pointe de l'outil peut s'exprimer comme démontré par Erturk dans [14]:

$$H_{EE}^1 = H_{EE}^3 - H_{BE}^3 (H_{BB}^2 + H_{BB}^3)^{-1} H_{EB}^3 \quad (27)$$

3.2. Comparaison de la mesure avec simulation:

Dans le but vérifier la précision de la méthodologie proposée, une identification de broche ainsi qu'un couplage du modèle dynamique de l'outil ont été effectués. Par ailleurs, une mesure expérimentale d'impact au marteau a été faite en pointe de l'outil pour obtenir la FRF $h_{EE,uu}^1$. Les deux résultats sont illustrés dans la figure 9.

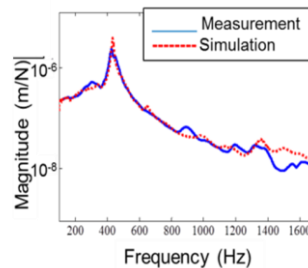


Fig.9: Les FRF (mesurée et calculée) en pointe de l'outil.

Le tronçon avant de l'outil utilisé dans le processus de validation se caractérise par un diamètre (40 mm), une longueur (223 mm), une masse volumique (7600 Kg/m^3) et un module de Young (210 GPa). L'illustration des résultats est faite à l'aide de la Fig.9 et montre une bonne corrélation entre le calcul prédictif et les mesures expérimentales.

4. ESSAIS D'USINAGE:

4.1.Méthode expérimentale:

Des essais préliminaires d'impact au marteau ont permis de repérer que le comportement dynamique de la broche étudiée était très peu variable suivant les directions X et Y. Cependant, les écarts deviennent considérables quand la broche est déplacée verticalement suivant la direction Z.

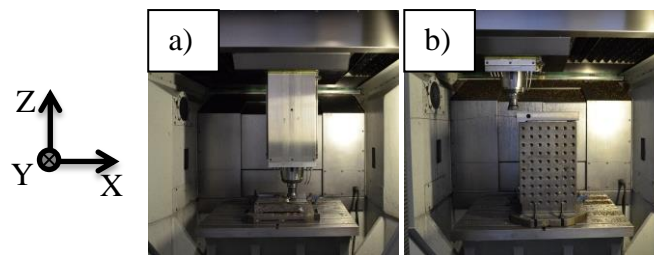


Fig.10: Configurations d'usinage : a) usinage en bas, b) usinage en haut

Cette partie se focalise sur l'exploration expérimentale du comportement dynamique de la broche de point de vue broutement. Etant donnée la sensibilité de son comportement dynamique aux déplacements verticaux, deux configurations d'usinage ont été choisie (Fig. 10). Dans un premier temps, la broche a été positionnée en bas (Fig.10.a) ensuite la celle-ci a été ramenée jusqu'en haut (Fig.10.b).

Le but de la démarche consiste à comparer le comportement dynamique de la broche en regard de l'outil, dans différentes positions de l'espace de travail. Le critère choisi est la profondeur de passe axiale critique " ap_{cri} ". C'est la limite maximale pour laquelle le broutement ne peut pas se produire. Ce critère sera recherché dans un premier temps par une démarche purement expérimentale (par usinage). Ensuite, le même critère est établi par méthode numérique à partir des lobes de stabilité en fraisage. On se servira du modèle de stabilité en fraisage qui a été présenté par Altintas et Budak dans [5].

Dans l'essai expérimental, l'outil a été choisi très rigide "Outil de fraisage avec 9 dents en carbure" dans le but de maintenir le comportement de la broche dominant. Une pièce en fonte spécialement conçue pour être très rigide a été mise à disposition. Etant donné que l'usinage se fait dans les deux positions les plus extrêmes suivant l'axe Z, la pièce a été bridée dans un premier temps, directement sur la table Fig.10-a). Ainsi, la broche doit descendre tout en bas pour effectuer l'opération. Dans un deuxième temps, la pièce a été remontée 500 mm au-dessus de la table à l'aide d'une rehausse (Fig.10-b). Dans cette dernière configuration la broche usine en position haute. Des acquisitions d'accéléérations ont été faites au cours des différentes opérations de fraisage et ont permis de détecter l'apparition des vibrations.

4.2. Résultats et interprétations:

La profondeur de passe critique de stabilité est définie comme la droite horizontale tangente aux points minimaux des lobes de stabilité. Le suivi de la FFT du signal d'accélération a permis de détecter l'établissement du broutement. De plus, la qualité de surface a constitué un indicateur supplémentaire important. En effet, celle-ci était toujours acceptable après un usinage stable. Cependant, les dégradations étaient significatives après un usinage instable ; des stries visibles sont souvent laissées sur la pièce. Pendant les essais de fraisage, le suivi de la FFT du signal d'accélération était dominé par les fréquences dues à l'excitation forcée de passage des plaquettes. Contrairement aux usinages en présence de broutement, un ou plusieurs pics d'amplitude supérieures à celle du pic d'accélération correspondent aux fréquences de passage des plaquettes font leurs apparitions. Les profondeurs de passe critiques ont été obtenues expérimentalement par des essais d'usinage et par calcul en utilisant les FRF prédites à l'aide de la méthode présentée dans la première partie. Pour ce faire, les lobes de stabilité ont été tracés par le modèle de stabilité présenté par Altintas et Budak dans [5].

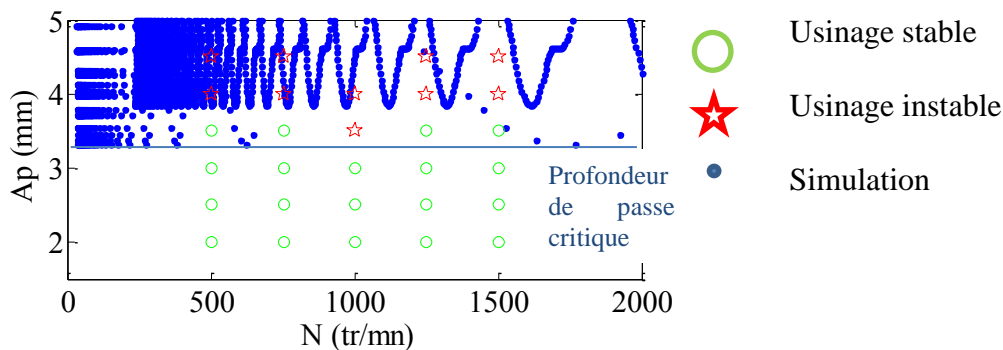


Fig.11: Lobe de stabilité (Simulation/Expérimentation).

La Fig.11 illustre les résultats de simulation et expérimentation par usinage dans la configuration : broche en position basse de travail. La limite critique de stabilité a été obtenue égale à 3.5 mm par essai d'usinage et 3.3 mm par simulation. Une légère différence entre les deux résultats dépend de la justesse du modèle de calcul, la précision des paramètres expérimentaux et la finesse expérimentale pour la recherche des limites de stabilité.

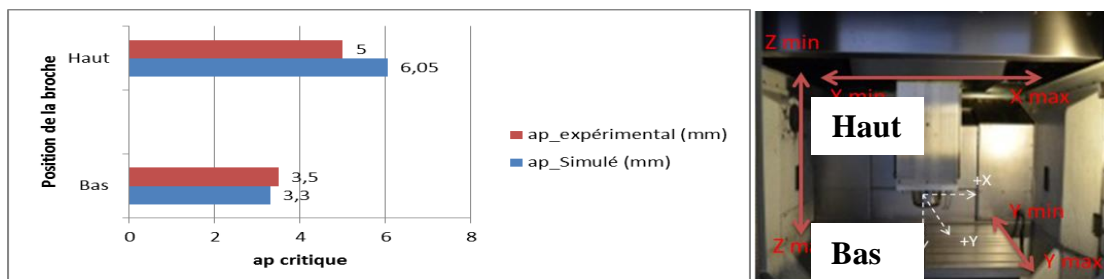


Fig.12: Les profondeurs de passe critiques obtenues pour différentes positions de broche.

Par ailleurs, dans la configuration (broche en position haute) la profondeur de passe de 5 mm a été atteinte sans aucun établissement de broutement, les essais ont ensuite été arrêtés pour éviter le risque de dépassement des limites de la broche en puissance.

La limite de profondeur de passe critique a été estimée par calcul à 6.05 mm. (Figure).

Cette variabilité du comportement dynamique du système dans son espace de travail dépend fortement de la conception de la machine et la variation de sa raideur dans les différentes positions de l'espace de travail.

4.3. Discussion :

Dans la configuration de la position basse de la broche, la profondeur de passe critique obtenue par simulation est très proche de la profondeur de passe critique expérimentale. En effet, le choix d'un outil 9 plaquettes de petit diamètre permet d'avoir des efforts de coupe peu variables dans le temps, ce qui rend l'hypothèse de les approximer par leur moyenne selon le modèle d'Altintas et Budak [5] suffisant pour l'établissement des lobes de stabilité.

Malgré que l'usinage en position haute de la broche n'a pas permis d'aller jusqu'à la fin en trouvant des conditions d'usinage instables, les résultats expérimentaux ont permis clairement de révéler un écart important entre le comportement dynamique de la position haute et la position basse de travail. Se basant sur le niveau de précision du premier résultat, la profondeur de passe critique a été estimée de 6.05 mm quand la broche est positionnée en haut, un résultat qui est en cohérence avec les essais d'usinage qui n'ont pas pu être finalisés.

Le critère de la profondeur de passe critique se déduit du diagramme des lobes de stabilité. La stabilité de l'usinage est difficile à modéliser aux alentours des basses fréquences d'excitation qui ont un ordre de grandeur inférieur aux fréquences de broutement [10]. En effet, quand un nombre significatif d'ondulations est laissé sur la pièce entre deux passages successifs de plaquettes, l'angle de dépouille varie sur le parcours de la plaquette et fait apparaître le phénomène de talonnage. Par conséquent, un effort de friction résistant au mouvement permet d'amortir les oscillations. Ce phénomène est appelée l'amortissement « process » et rend l'estimation de la profondeur de passe critique difficile pour les basses fréquences.

5. CONCLUSION:

Une méthodologie pour la prédiction du comportement dynamique d'un système usinant a été illustrée et validée expérimentalement par des essais d'impact au marteau dynamométrique. La démarche comprend deux étapes : Une identification du comportement dynamique de la broche et le porte outil et un couplage des FRF des modèles de broche et celui de l'outil pour obtenir la réponse dynamique du système entier. Les FRF prédites en pointe de l'outil ont permis d'estimer la profondeur de passe critique en utilisant le modèle de stabilité de Budak et Altintas.

Cette démarche a été appliquée pour différentes positions de la broche dans son espace de travail et a permis de révéler la variabilité du comportement dynamique de la chaîne structurale de la machine qui dépend, elle, de la position de la broche. De plus, des essais de

fraisages ont été réalisés dans différentes positions de la broche dans le but de déterminer les profondeurs de passe critiques et confirmer la variabilité du comportement dynamique de la chaîne structurale. Par conséquent, il a été démontré que le centre d'usinage étudié a un meilleur comportement dynamique quand la broche est positionnée au plus haut. En effet, il a été constaté que pour les positions les plus hautes, la profondeur de passe critique est toujours plus élevée.

Enfin, la méthodologie proposée présente l'avantage de permettre rapidement d'évaluer la stabilité d'un système broche/outil en s'affranchissant des essais d'usinage. Pour certaines machines se pose de plus la question de la dépendance du comportement dynamique de la machine à sa configuration de travail.

References:

- [1] J. Peklenik, J. R. Gartner, workpiece accuracy criterion for the dynamic machine tool acceptance test, *International journal of machine tool design & research*, Vol.7, p. 303-324, 1967
- [2] F. Pruvot, *Conception et calcul des machines-outils, Vol.3 : Les broches étude dynamique*, Presse Polytechnique et universitaires romandes, ISBN: 2-88074-266-8, 1995
- [3] J. Tlustý and L.r. Spacek. *Self-excited vibrations on machine tools*. Publication of the Czech Academy of Sciences (Nakl. CSAV in Czech), 1954.
- [4] S.A. Tobias. *Machine tool vibration*. Blackies and Son, London, 1965.
- [5] Y. Altintas and E. Budak. Analytical prediction of stability lobes in milling. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 44 :357_362, 1995.
- [6] J-P. Gurney. A graphical method for the determination of the dynamic stability of machine tools, *international journal of machine tool design and research*. Benstone instruments, 1 :148_156, 1961.
- [7] M. M. Sadek and S. A. Tobias. Comparative dynamic acceptance tests for machine tools applied to horizontal milling machines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 185(1) :319_337, 1970.
- [8] M. Yuçe. Pulse excitation technique for determining frequency response of machine tools using an on-line minicomputer and a non-contacting electromagnetic exciter. *International Journal of Machine Tool Design and Research*, 23 :39_51, 1983.
- [9] S-A. Tobias. Dynamic acceptance tests for machine tools. *International Journal of Machine Tool Design and Research*, 2 :267_280, 1962.
- [10] Y. Altintas and M. Weck. Chatter stability of metal cutting and grinding. *{CIRP} Annals - Manufacturing Technology*, 53(2) :619 _ 642, 2004.
- [11] E. Abele and U. Fiedler. Creating stability lobe diagrams during milling. *{CIRP} Annals - Manufacturing Technology*, 53(1) :309 _ 312, 2004.
- [12] F. Pruvot, *Conception et calcul des machines-outils, Vol.2 : Les broches étude cinématique et statique*, Presse Polytechnique et universitaires romandes, ISBN: 2-88074-262-5, 1993
- [13] V. Gagnol, Bouzgarrou B.C., Ray P., Barra C., Model-based chatter stability prediction for high speed spindles, *International journal of Machine tools & Manufacture*, Vol. 47, Issues 7-8, pp 1176-1186, 2007

[14] A. Erturk, H.N. Ozguven, and E. Budak. Analytical modeling of spindle tool dynamics on machine tools using timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point {FRF}. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46(15) :1901 _ 1912, 2006.