

Simulation temporelle du fraisage de parois minces

Arnaud LARUE, François LAPUJOLADE

Laboratoire de Mécanique des Systèmes et des Procédés (LMSP)
Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers (ENSAM), centre de Paris
151 Boulevard de L'Hôpital 75013 PARIS
arnaud.larue@paris.ensam.fr / francois.lapujoulade@paris.ensam.fr

Résumé :

Quel que soit le secteur industriel concerné, la réduction de masse est un objectif récurrent dont la première conséquence est l'augmentation des parties à faibles épaisseurs sur les pièces à fabriquer. L'usinage de ces parois minces engendre fréquemment des problèmes vibratoires qui doivent être anticipés notamment à partir de simulations visant à prédire l'état des surfaces usinées. Cet article revient sur la simulation temporelle de l'usinage de parois minces et souligne que ce type de simulation est long et délicat à mettre en œuvre et à analyser. Une méthode permettant d'accélérer l'analyse et la prise de décision par l'orientation des calculs est proposée. Cette méthode est basée sur la recherche du régime stationnaire effectif. Initialisée à partir de ce régime, la simulation converge plus rapidement et conduit à l'état de la surface usinée. En confrontant les résultats obtenus par simulation à ceux obtenus expérimentalement, l'apport de cette méthode est prouvé.

Abstract :

Whatever the field of application, the reduction of mass is a recursive objective. The first consequence of this reduction is the increase of thin wall parts to be machined. Thin wall parts machining is generally very difficult to control from the vibration point of view. Vibration problems have to be anticipated. That can be done using time domain simulation techniques to predict the machined surface quality. This paper deals with time domain simulation of thin wall parts and show that time domain simulations are difficult to analyse. Therefore, a method, enabling the user to accelerate the calculation process and the final selection of correct cutting conditions, is proposed. This method is based on the calculation of the effective steady state vibration mode. So initialized, the simulation converges fastly and allows the prediction of the machined surface quality. The advantages of the method are proved comparing the experimental and simulated results.

Mots-clefs : Usinage de parois minces ; simulation temporelle.

1 Introduction

Le contexte industriel actuel fait que la proportion de pièces comportant de très fines épaisseurs augmente. L'usinage de ce que nous appellerons des parois minces à des conditions économiques acceptables est un véritable challenge. Pour être compétitif, il faut donc obligatoirement réduire les temps d'usinage. Cela peut passer par l'augmentation de l'engagement des outils et/ou par l'augmentation de la vitesse d'avance. Dans les deux cas et sans prendre de précaution particulière, il n'est pas rare que le large spectre fréquentiel excité par l'action de coupe vienne interférer avec les modes propres de la pièce à usiner. La paroi mince peut alors entrer en vibration pendant l'usinage, ce qui est une source potentielle de défauts de surface. Il est donc très difficile de sélectionner des conditions de travail en finition qui garantissent la qualité de surface. La stabilité de ce type d'usinage a fait l'objet de nombreuses études : Davies *et al.* (2002), Gradisek *et al.* (2005). Mais la stabilité, à elle seule, ne garantit pas la qualité de la surface usinée, notamment lorsque l'engagement radial de l'outil est faible. Un fraisage stable peut conduire à des défauts de surface mais aussi à des problèmes relatifs à l'outil ou à la machine. Les vibrations stables peuvent aussi conduire à des défauts

dimensionnels et à des défauts de forme de la surface ce qui peut dans certains cas aller jusqu'à détériorer les roulements de broche ou même engendrer de mauvaises conditions d'utilisation des outils (effet de talonnage). Il est important de disposer d'outils numériques permettant d'orienter rapidement le choix des conditions de coupe à l'intérieur du domaine de stabilité. L'article proposé présente donc une méthode permettant d'évaluer les défauts d'origine vibratoire plus rapidement qu'en utilisant une technique de simulation temporelle classique : Sims (2005), Peigne *et al.* (2004), Campomanes *et al.* (2003).

2 Dynamique du fraisage de parois minces

Le fraisage de parois minces en finition est une opération très délicate. D'une part, il s'agit d'usiner une pièce peu rigide dont le déplacement sous l'effet de la sollicitation de l'outil est très dépendant de la position de l'outil. D'autre part, étant données les faibles épaisseurs usinées, la coupe est fortement discontinue. Enfin, les lois de coupe sont fortement non linéaires aux faibles épaisseurs de coupe et les angles d'engagement de l'outil varient beaucoup au cours de la coupe. Il faut donc pouvoir définir précisément l'interaction entre l'outil et la pièce.

2.1 Modélisation du comportement de la pièce usinée

Le déplacement de la pièce est régi par le modèle suivant :

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = [b]\{F_c(t)\}; y(t) = [c]\{q(t)\} \quad (1)$$

Dans cette équation, M , C et K représentent les matrices de masse, d'amortissement et de raideur de la pièce. $q(t)$ et $F_c(t)$ représentent respectivement les vecteurs déplacement du système usinant et efforts subis par le système. $F_c(t)$ est lié à l'interaction entre l'outil et la pièce. La matrice b permet la répartition des efforts de coupe sur la structure et dépend donc des segments d'arêtes de coupe à partir desquels ces efforts sont calculés. La matrice c permet de remonter aux déplacements de la pièce calculés aux emplacements des segments d'arêtes.

La pièce est une structure déformable modélisée par éléments finis. Cette technique est utilisée pour calculer les déplacements des nœuds sous l'effet des efforts de coupe. En fraisage de finition, l'engagement de l'outil est faible. La zone de contact entre l'outil et la pièce est suffisamment petite pour assimiler la pièce à un petit solide se déplaçant en translation dans la zone d'interaction. Pour chaque position P de l'outil considérée, les efforts de coupe sont évalués, ce qui permet de calculer les déplacements résultant de la pièce en P à partir du déplacement des nœuds les plus proches (figure 1). Cette simplification permet d'utiliser la notion de fonction de transfert en P .

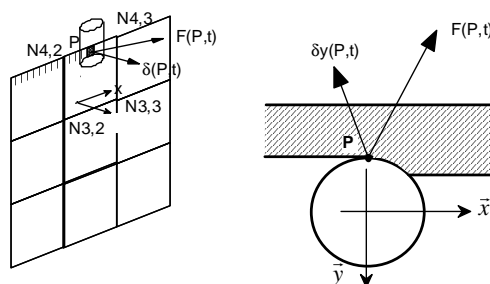


FIG. 1 – Modèle de la pièce usinée.

On suppose que les modes de vibration dans les directions \vec{x} et \vec{y} sont découplés. Les matrices sont donc toutes diagonales et de dimension $N \times N$, où N est le nombre de degré de liberté. Pour éviter d'importants temps de calcul liés à un maillage trop fin, nous ferons l'hypothèse que seuls les N_R premiers modes participent significativement au déplacement de la

pièce dans la zone d'usinage. Cette réduction de modèle s'opère dans la base modale. Les propriétés d'orthogonalité dans la base modale et un changement de variables donnent au modèle mécanique linéaire la forme suivante :

$$[I_R]\{\ddot{p}_R(t)\} + [\Gamma_R]\{\dot{p}_R(t)\} + [\Omega_R^2]\{p_R(t)\} = [\Phi_R^T b]\{F_C(t)\}; y(t) = [c\Phi_R]\{p_R(t)\} \quad (2)$$

$[\Phi_R]$ est la matrice réduite des vecteurs propres,

$$[I_R] = [\Phi_R^T][M][\Phi_R], [\Gamma_R] = [\Phi_R^T][C][\Phi_R] \text{ et } [\Omega_R^2] = [\Phi_R^T][K][\Phi_R] : \text{Ewins (2000).}$$

2.2 Modélisation de l'interaction entre l'outil et la pièce

Pour simplifier l'étude, le cas d'une fraise à 4 dents et sans angle d'hélice est considéré. Néanmoins, il est très facile d'étendre la modélisation proposée au cas d'une fraise avec un angle d'hélice non nul. Pour calculer les efforts de coupe exercés par l'outil sur la plaque, la fraise est discrétisée classiquement en N tranches. Pour chaque tranche, la loi de coupe est modélisée en première approximation par les équations suivantes :

$$F_v = K_v \cdot A_p \cdot h, \quad F_h = C \cdot F_v \quad (3)$$

où h est l'épaisseur de coupe instantanée, A_p l'engagement axial de la fraise, K_v le coefficient spécifique de coupe dans la direction tangentielle et C le rapport K_v/K_t , K_t étant le coefficient spécifique de coupe tangentiel. Pour ce calcul, seul le déplacement dans la direction principale de vibration \vec{y} est pris en compte ($q=y$). La résultante des actions de la pièce sur l'outil dans cette direction est donnée par : $F_{y(t)} = (F_{v(t)} \cos \theta(t) - F_{h(t)} \sin \theta(t)) \cdot \delta(t)$ (4)

où δ est la fonction de contact et vaut 0 ou 1 selon que l'outil est ou non dans la matière.

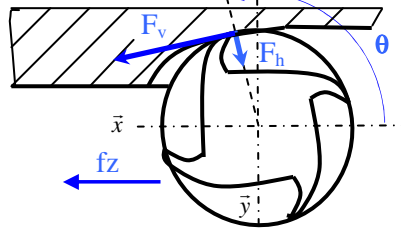


FIG. 2 – Modélisation des efforts de coupe.

Le phénomène de régénération de la surface usinée est classiquement utilisé pour modéliser le phénomène d'auto-excitation de la coupe à la base de l'apparition de vibration. L'épaisseur de coupe h est donc calculée en utilisant l'expression suivante :

$$h(t) = fz \cdot \cos(\theta(t)) + (y(t-T) - y(t)) \cdot \sin(\theta(t)) \quad (5) \text{ où } \theta \text{ est la position angulaire de}$$

la dent à l'instant t , fz est l'avance par dent (figure 2). $y(t)$ et $y(t-T)$ sont respectivement le déplacement actuel de la plaque et son déplacement lors du passage précédent de la dent.

3 Un outil pour l'évaluation rapide de la qualité d'une surface usinée

Pour sélectionner rapidement des conditions de coupe, la plupart des méthodes actuelles ne considèrent que la stabilité de l'opération d'usinage considérée : Insperger *et al.* (2003), Stépan *et al.* (2004). La méthode proposée dans cet article est une alternative à ces méthodes puisqu'elle permet d'analyser la qualité de la surface usinée en plus d'évaluer la stabilité avec un temps de calcul plus raisonnable que celui que prend une simulation numérique complète. Cette méthode est basée sur la détermination directe du régime stationnaire effectif de l'ensemble outil/pièce usinée, régime qui est atteint après engagement de l'outil dans la pièce.

3.1 Régime stationnaire effectif d'un usinage

Le régime stationnaire effectif est la solution périodique de l'équation qui régit le comportement dynamique du système outil/pièce. Dans le cas de faibles engagements radiaux, ce régime est souvent assez différent du régime nominal. Le régime nominal est un régime fictif obtenu en excitant le système avec les conditions de coupe nominales, c'est-à-dire sans vibrations (figure 3).

En régime stable, l'avance par dent n'est pas affectée par les vibrations. Seules, l'évolution temporelle de l'épaisseur de coupe et les angles d'entrée et de sortie des dents, sont modifiées par les vibrations. Lorsque l'engagement radial de l'outil est important, ces modifications sont négligeables en valeurs relatives. Les régimes effectifs et nominaux sont pratiquement identiques. La situation est très différente en fraisage de finition, surtout en présence de structures déformables, pièces minces ou outils longs. L'engagement radial effectif peut être très différent de l'engagement radial nominal. Ceci est particulièrement vrai au voisinage des fréquences propres du système.

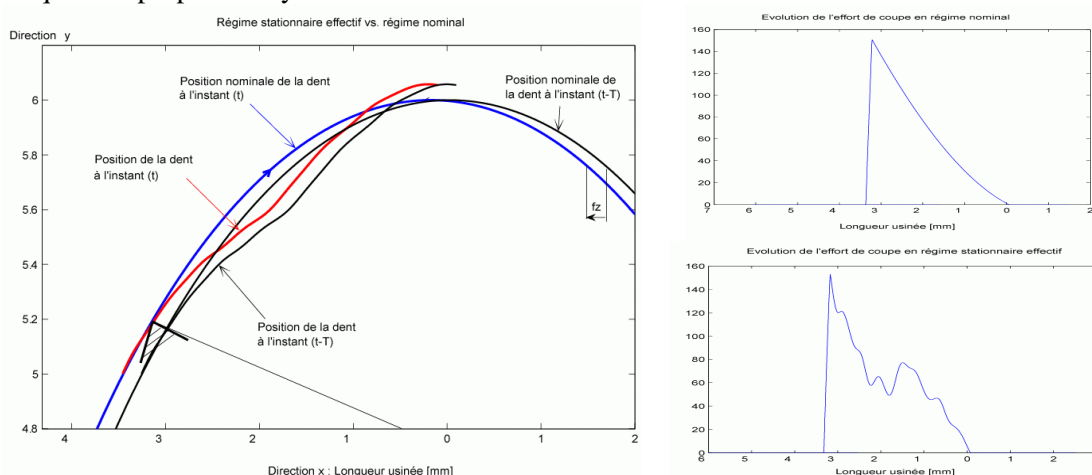


FIG. 3 – Régime stationnaire effectif vs. Régime nominal.

3.2 Détermination du régime stationnaire effectif d'un usinage

La détermination du régime stationnaire passe par la recherche d'un régime périodique satisfaisant l'équation (1) et dont la fréquence est celle du passage des dents. Cet article propose de déterminer ce régime par une méthode itérative à partir d'une solution de départ approchée. Ainsi, aucune intégration numérique, nécessitant d'importants temps de calcul ne sera utilisée.

Pour développer le principe de la méthode, nous considérons un point unique P de la plaque usinée autour duquel les paramètres de l'équation de comportement sont supposés constants. Les efforts de l'outil sur la plaque sont concentrés en ce point et les déplacements de ce point suffisent pour déterminer l'interaction de l'outil avec la pièce en finition. La fonction de transfert est donc supposée constante en P et les conditions d'engagement nominales aussi.

Dans ces conditions, il est possible d'initialiser la fonction périodique de déplacement de la plaque $y_0(t)$ sur l'intervalle $[0, T]$ à partir par exemple de la configuration nominale ou d'un régime de fonctionnement voisin. Cette solution est supposée être très proche du régime évolutif que l'on aurait en réalité au moment du passage de l'outil en P. Cette solution supposée stationnaire permet de calculer le déplacement que la plaque aurait à l'instant précédent du passage de la dent par une simple translation de la trajectoire $y_0(t)$ dans la direction d'avance. Le pas de la translation est alors égal à l'avance par dent f_z . L'épaisseur $h_0(t)$ et l'effort de

coupe $F_{y_0(t)}$ de l'outil sur la plaque peuvent alors être calculés sur l'intervalle $[0, T]$. Si $F_T(j\omega)$ est la fonction de transfert de la plaque au point P, le déplacement de la plaque et la composante de l'effort de coupe dans la direction de vibration sont liés par la relation suivante :

$$y_i(j\omega) = F_T(j\omega) \cdot F_{y_i}(j\omega) \quad (6)$$

Toutes les fonctions étant périodiques, la transformée de Fourier appliquée à la fonction de transfert de la plaque permet de calculer le déplacement $y_0^*(t)$ que l'on aurait sur l'intervalle $[0, T]$ à partir de $F_{y_0(t)}$. Ce calcul permet de vérifier ou non si le déplacement $y_0(t)$ est le même que le déplacement $y_0^*(t)$. Cette étape permet d'évaluer la stabilité de l'opération de fraisage considérée puisque que si $y_0(t)$ et $y_0^*(t)$ ne sont pas identiques, c'est que le régime initialement considéré n'est pas une solution périodique de l'équation de mouvement donc qu'il ne s'agit pas du régime stationnaire effectif.

Si $y_0(t)$ n'est pas le régime recherché, un nouveau régime est analysé. La méthode propose de calculer ce nouveau régime à partir de $y_0(t)$ en utilisant une méthode de résolution d'équations non linéaires. Plus généralement, pour passer de l'étape i à l'étape $i+1$ en assurant la convergence vers la solution recherchée, la méthode propose de déterminer le coefficient η minimisant l'écart entre $y_{i+1}^*(t)$ et $y_{i+1}(t)$ où $y_{i+1}^*(t)$ est déduite de $y_{i+1}(t)$ et $y_{i+1}(t)$ est calculée par la relation :

$$y_{i+1}(t) = \eta y_i(t) + (1 - \eta) y_{i+1}^*(t) \quad (7)$$

Cette méthode a été utilisée pour calculer les courbes présentées sur la figure 3. Elle reste valable pour des fraises avec angle d'hélice (figure 5).

4 Applications - Conclusion

La recherche du régime stationnaire effectif est valable pour un point P de la pièce et pour un point de fonctionnement pris dans le domaine $\{N, A_p\}$. La détermination de ce régime est indépendante de la stabilité. Toutefois, elle n'a d'intérêt qu'à l'intérieur du domaine de stabilité. La répétition de ce calcul en différents points du diagramme (N, A_p) permet de tracer des courbes représentatives de paramètres liés à la qualité de l'usinage en surimpression de la limite de stabilité (figure 4) et donc permet de sélectionner des conditions de coupe plus efficacement.

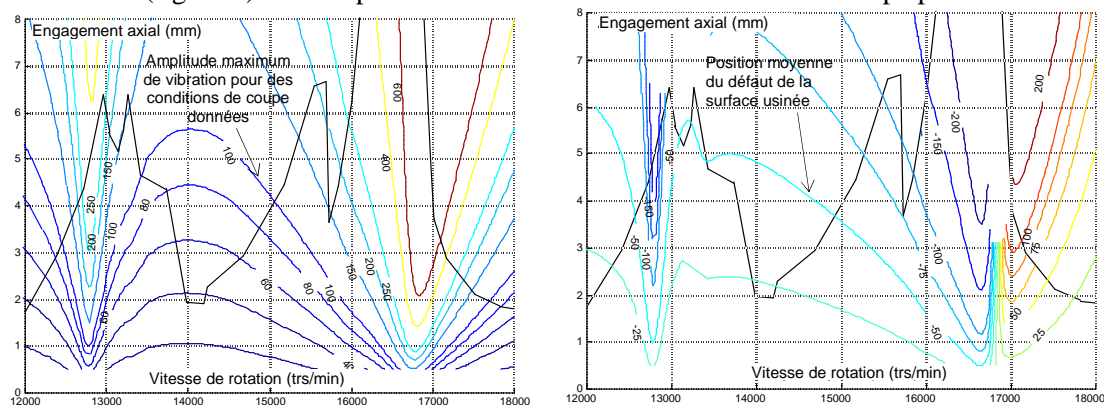


FIG. 4 – Tracés simultanés de la limite de stabilité et de courbes liées à la qualité de l'usinage.

Le calcul du régime stationnaire effectif pour un point P et pour des conditions de coupe (N, A_p) données prend en moyenne 45s sur un portable (Pentium M 1.6 Ghz – RAM 512Mo).

Même en raffinant les points de calcul, l'obtention de ces courbes rend la démarche plus abordable que la réalisation d'une simulation temporelle complète.

Des tests expérimentaux ont été mis en place pour valider l'intérêt du calcul du régime stationnaire effectif. La figure 5 présente un des résultats obtenus montrant que le régime stationnaire effectif calculé est très proche du déplacement réel de la surface usinée.

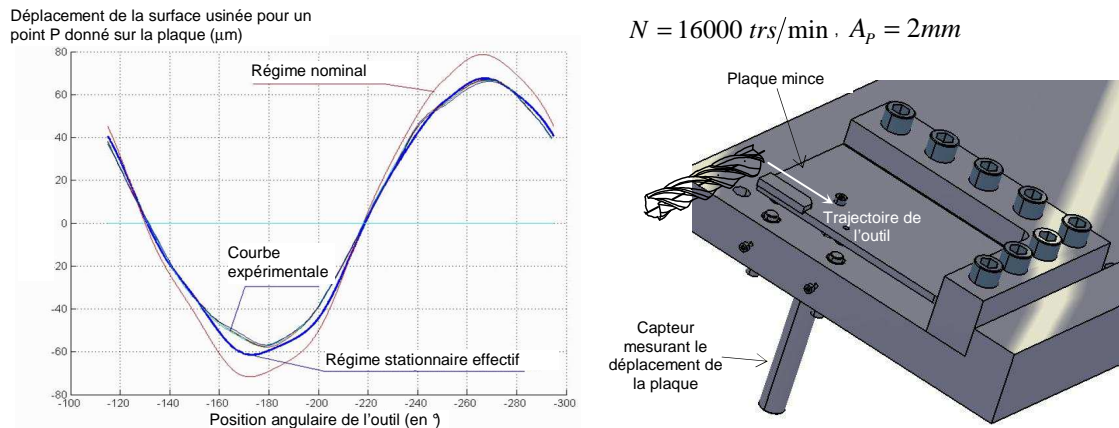


FIG. 5 – Résultats expérimentaux obtenus avec un outil à 4 dents et un angle d'hélice non nul.

Ce travail a été réalisé dans le contexte du groupe de travail « Manufacturing 21 » qui regroupe 11 laboratoires français autour des thèmes liés à la modélisation des processus de fabrication, de l'usinage virtuel et de l'émergence de nouvelles méthodes d'usinage.

Références

- Davies, M.A., Pratt, J.R., Dutterer, B., Burns, T.J. 2002 Stability prediction for low radial immersion milling. *ASME J. of Manuf. Science and Eng.*, **124-2**, 217-225
- Gradisek, J., Kalveram, M., Insperger, T., Weinert, K., Stépan, G., Govekar, E., Grabec, I. 2005 On stability prediction for milling. *J. of Machine Tools and Manuf.*, **45**, 769-781
- Sims, N.D. 2005 The self-excitation damping ratio: a chatter criterion for time domain milling simulation. *J. of Manuf. Science and Eng.*, **127**, 433-445
- Peigne, G., Paris, H., Brissaud, D., Gousskov, A. 2004 Impact of the cutting dynamics of small radial immersion milling operations on machined surface roughness. *J. of Machine Tools and Manuf.*, **44**, 1133-1142
- Campomanes, M.L., Altintas, Y. 2003 An improved time domain simulation for dynamic milling at small radial immersions. *ASME J. of Manuf. Science and Eng.*, **125-3**, 416-422
- Ewins, D.J. 2000 Modal testing – Theory, practice and application. *In Second Edition, Research Studies Press Ltd, London*, ISBN 0-86380-218-4
- Budak, E., Altintas, Y. 1995 Analytical prediction of stability lobes in milling. *Annals of the CIRP*, **44-1**, 357-362
- Insperger, T., Stépan, G. 2003 Chatter frequencies in milling processes, *J. of Sound and Vibration*, **262-2**, 333-345
- Stépan, G., Szalai, R., Mann, B., Bayly, P., Insperger, T., Gradisek, J., Govekar, E. 2004 Nonlinear dynamics of high speed milling – analyses, numerics and experiments, *ASME J. of Vibration and Acoustics*, **127**, 197-203